

Higher National School of Hydraulic

The Library

Digital Repository of ENSH



المدرسة الوطنية العليا للري

المكتبة

المستودع الرقمي للمدرسة العليا للري



The title (العنوان):

Systemes de Pompage, les pompes hydrauliques.

The paper document Shelf mark (الشفرة) : P 621.2 MOK

APA Citation (APA توثيق):

Mokrane, Wahiba. Khodjet Kesba, Omar. (2022). Systemes de Pompage, les pompes hydrauliques [polycopie pédagogique]. ENSH.

The digital repository of the Higher National School for Hydraulics "Digital Repository of ENSH" is a platform for valuing the scientific production of the school's teachers and researchers.

Digital Repository of ENSH aims to limit scientific production, whether published or unpublished (theses, pedagogical publications, periodical articles, books...) and broadcasting it online.

Digital Repository of ENSH is built on the open DSpace software platform and is managed by the Library of the National Higher School for Hydraulics. <http://dspace.ensh.dz/jspui/>

المستودع الرقمي للمدرسة الوطنية العليا للري هو منصة خاصة بتقييم لإنتاج لأساتذة باحثي المدرسة.

يهدف المستودع الرقمي للمدرسة إلى حصر الإنتاج العلمي سواء كان منشورا أو غير منشور (طروحات، مطبوعات بيداغوجية، مقالات الدوريات، كتب...) بثه على الخط.

المستودع الرقمي للمدرسة مبني على المنصة المفتوحة DSpace و يتم إدارته من طرف مديرية المكتبة للمدرسة العليا .

كل الحقوق محفوظة للمدرسة الوطنية العليا للري.

Polycopié de Cours

Systèmes de Pompage

1^{ère} Partie :

Les pompes hydrauliques

Elaboré par :

Mme Mokrane Wahiba

Docteur en Hydraulique

et

Mr.Khodjet K.Omar

Professeur en Hydraulique

Avant Propos

Elèves ingénieurs, de l'Ecole Nationale Supérieure d'Hydraulique, hydrauliciens de formation et futurs chefs de projets, prouvent leurs compétences par la polyvalence des connaissances dont ils font l'objet d'acquérir.

En réponse aux besoins pédagogiques, inclure des supports de Cours s'avère une solution efficace qui peut contribuer à mettre à l'aise les élèves ingénieurs dans leur parcours d'études supérieures. Ceci, en leur garantissant un support de cours fiable et riche en matière scientifique.

Outre, les bases d'hydraulique et de génie civil ; celles du pompage constituent un besoin indispensable, reliant la mécanique des fluides aux autres disciplines, pour assurer une formation de haute qualification.

C'est dans ce contexte, que se focalise les principaux objectifs du présent polycopié, qui traite les parties composant le module 'Turbomachines et stations de pompage' et représentant l'initiation au module 'Systèmes de pompage', enseigné en troisième année du second cycle, pour les quatre options ; Alimentation en eau potable, Irrigation et drainage, Ouvrages hydrotechniques et Assainissement.

A travers, ce support documentaire, nous essayons de mettre à la disposition des futurs ingénieurs hydrauliciens les outils et les connaissances, leur permettant la maîtrise des techniques de conception d'un système de pompage. Ceci, en commençant, dans cette première partie de polycopié, par aborder l'équipement hydromécanique 'turbomachine', élément noyau du pompage, des points de vues historique, types, équation fondamentale, courbes caractéristiques, installation, cavitation et adaptation.

En plus du cours, des applications sont présentées, qui permettent à l'élève ingénieur de faire la liaison entre la théorie acquise et son utilisation.

Delà, l'ingénieur sortant, de l'Ecole Nationale Supérieure d'Hydraulique, doit être en mesure de concevoir et de réaliser des stations de pompage.

Tout en contribuant à la mobilisation, le transfert et la distribution de l'eau potable ou d'irrigation pour satisfaire les besoins croissants des populations.

D'autre part, contribuer à préserver l'environnement et la dignité des gens, par des projets de pompage des eaux d'assainissement qu'elles soient pluviales ou usées.

Enfin, Ce support de cours peut servir de guide technique aussi bien pour l'étudiant en hydraulique de la deuxième et troisième année du second cycle que pour l'ingénieur chargé d'étude ou de réalisation de projets de stations de pompage.

Liste des Symboles

Symbole	Signification	Unité
A	Bord d'attaque	[-]
B	Bord de fuite	[-]
D_1	Diamètre d'entrée de la roue	[L]
D_2	Diamètre de sortie de la roue	[L]
E	Energie	$[ML^2T^{-3}]$
H	Hauteur d'élévation de la pompe	[L]
H_a	Charge à la bride de d'aspiration	[L]
H_r	Charge à la bride de refoulement	[L]
H_{eff}	Hauteur d'élévation effective de la pompe	[L]
H_{th}	Hauteur d'élévation théorique de la pompe	[L]
K	Constante : faible pression à l'entrée de pompe	[-]
\acute{K}	Constante : faible pression à l'entrée de la roue	[-]
N	Vitesse de rotation	$[LT^{-1}]$
P_a	Pression à la bride d'aspiration	$[ML^{-1}T^{-2}]$
P_{atm}	Pression atmosphérique	$[ML^{-1}T^{-2}]$
P_r	Pression à la bride de refoulement	$[ML^{-1}T^{-2}]$
P_{abs}	Puissance absorbée	$[ML^2T^{-2}]$
P_{ut}	Puissance utile	$[ML^2T^{-2}]$
Q	Débit de refoulement	$[L^3T^{-1}]$
U_1	Vitesse d'entraînement à l'entrée de la roue	$[LT^{-1}]$
U_2	Vitesse d'entraînement à la sortie de la roue	$[LT^{-1}]$
V_1	Vitesse absolue à l'entrée de la roue	$[LT^{-1}]$
V_2	Vitesse absolue à la sortie de la roue	$[LT^{-1}]$
V_a	Vitesse d'écoulement à l'aspiration	$[LT^{-1}]$
V_r	Vitesse d'écoulement au refoulement	$[LT^{-1}]$

Liste des Symboles

W_1	Vitesse relative à l'entrée de la roue	$[LT^{-1}]$
W_2	Vitesse relative à la sortie de la roue	$[LT^{-1}]$
Z_a	Position de l'appareil à l'aspiration	$[L]$
Z_r	Position de l'appareil au refoulement	$[L]$
b_1	Distance entre les flasques à l'entrée de roue	$[L]$
b_2	Distance entre les flasques à la sortie de roue	$[L]$
f	Flèche de l'aubage	$[L]$
g	Accélération de la pesanteur	$[LT^{-2}]$
h_v	Tension de vapeur	$[L]$
k	Echelle cinématique	$[-]$
n_s	Vitesse spécifique	$[-]$
r_1	Rayon à l'entrée de la roue	$[L]$
r_2	Rayon à la sortie de la roue	$[L]$
ρ	masse volumique de l'eau	$[ML^{-3}]$
λ	Echelle géométrique	$[-]$
λ_f	Echelle dynamique	$[-]$
$\alpha_{1,2}$	Angle d'entrée, de sortie de la roue	$[-]$
$\beta_{1,2}$	Angles d'inclinaison de l'aubage	$[-]$
θ_1	Déviations d'attaque	$[-]$
θ_2	Déviations de fuite	$[-]$
ω	Vitesse angulaire	$[LT^{-1}]$
η	Rendement global de la pompe	$[\%]$
η_h	Rendement hydraulique	$[\%]$
η_v	Rendement volumétrique	$[\%]$
η_m	Rendement mécanique	$[\%]$

Sommaire

Avant-propos	
Liste des Symboles	
Sommaire	
	page
Introduction générale	06
Chapitre 01. Aperçu historique sur le pompage	07
1.1 Introduction	07
1.2 Intérêt du pompage en économie hydraulique	07
1.3 Paramètres du pompage	07
1.4 Les machines élévatoires	07
1.5 Conclusion	09
Chapitre 02. Types de pompes	10
2.1 Pompes roto dynamiques (turbopompes)	10
2.1.1 Principe de fonctionnement	10
2.1.2 Classification des turbopompes	10
2.1.2.1 Pompes centrifuges radiales	11
2.1.2.2 Pompes axiales (Hélices)	11
2.1.2.3 Les pompes semi axiales (Hélico centrifuges)	11
2.1.3 Principe de construction	12
2.2 Paramètres de définition d'une pompe	15
2.3 Application n°1	16
2.4 Les pompes volumétriques	17
2.4.1 Les pompes semi-rotatives	18
2.4.2 Les pompes rotatives	18
2.4.3 Pompes alternatives à Piston	19
2.4.3.1 Principe de fonctionnement de la pompe à piston	21
2.5 Application n° 2	22
Chapitre 03. Equation fondamentale des turbomachines	24
3.1 Ecoulement à l'intérieure de la roue	24
3.2 Cas de nombre fini d'aubes	28
3.3 Application n° 1	28
Chapitre 04. Caractéristiques des pompes centrifuges	30
4.1 Hauteur caractéristique effective d'élévation	30
4.2 Cas de nombre fini d'aubes	31
4.3 Courbe caractéristique réelle de la hauteur d'élévation	32
4.3.1 Pertes dues au frottement	32
4.3.2 Pertes dues au choc	32
4.3.3 Equation de la courbe caractéristique réelle	33
4.3.4 Rendement d'une turbopompe	33
4.4 Application n°1	34
4.5 Caractéristiques d'élévation de pompes couplées en parallèle	36
4.5.1 Cas de deux pompes identiques en parallèle	36

Sommaire

4.5.2	Cas de deux pompes non- identiques en parallèle	37
4.6	Caractéristiques d'élévation de pompes couplées en série	38
4.6.1	Cas de deux pompes identiques en série	38
4.6.2	Cas de deux pompes non- identiques en série	39
Chapitre 05. Différents types d'installation de pompage		40
5.1	Hauteur d'élévation d'une pompe	40
5.2	Types d'installation	41
5.2.1	Installation Siphon	41
5.2.2	Installation en aspiration	42
5.2.3	Installation en charge	44
5.3	Hauteur pratique d'élévation et hauteur manométrique	45
Chapitre 06. Similitudes des pompes et leurs applications		47
6.1	Similitude géométrique	47
6.2	Similitude cinématique	47
6.3	Similitude dynamique	47
6.4	Application des lois de similitude	47
6.4.1	Cas des hauteurs d'élévation	47
6.4.2	Cas des débits	48
6.4.3	Cas des puissances	48
6.5	Notion de vitesse spécifique	48
6.6	Notion du diamètre spécifique	49
6.7	Classification des turbopompes selon la vitesse spécifique	49
6.8	Application n°1	49
Chapitre 07. Cavitation des pompes		52
7.1	Causes de la cavitation	52
7.2	Conséquences de la cavitation	52
7.3	Notion du NPSH	52
7.4	Condition de non-cavitation	55
7.5	Application n°1	56
Références Bibliographiques		58

Introduction Générale

Les civilisations s'inscrivent dans l'histoire, à travers le développement du secteur urbain et du confort garanti à l'habitant. Delà, la mobilisation de la ressource en eau et son évacuation surgissent comme deux critères décisifs de leur classement.

Ainsi, dans le but de s'inclure dans les populations civilisées; l'ingéniosité de l'être humain a été incitée à vaincre les obstacles topographiques, pour s'approvisionner en eau, par la création des techniques de pompage que l'homme ne cesse de développer. Mais, affronté aux problèmes d'évacuation des eaux usées et aux inondations, il a été contraint d'étendre le domaine d'utilisation du pompage à celui de l'assainissement.

Par conséquent, face au besoin de conception et de réalisation de systèmes de pompage, une formation d'ingénieurs, maîtrisant les techniques nécessaires, s'impose. C'est dans ce contexte que s'inscrit l'objectif du présent polycopié. Dans lequel, nous abordons, en première partie "les pompes hydrauliques", que nous avons réparti en sept chapitre.

Dans le premier chapitre, un bref historique, sur les moyens de pompage en général, depuis l'ancien temps jusqu'à nos jours, va être présenté.

Alors que les différents types de pompes vont être évoqués dans le deuxième chapitre, avec les principes de leur construction et de leur fonctionnement.

Le troisième chapitre va être consacré à l'équation des turbomachines en général et aux turbopompes en particulier. Dans cette partie, nous essayons d'expliquer les transformations d'énergie qui s'établissent, en se basant sur le théorème d'Euler.

Dans le quatrième chapitre, nous allons commencer par élaborer la caractéristique théorique d'élévation d'une turbopompe, puis par en déduire les courbes caractéristiques réelles. Dans ce même chapitre, nous allons présenter la méthodologie suivie, pour construire les courbes caractéristiques d'une pompe.

Le cinquième chapitre va être consacré aux différents types d'installation des pompes et à exprimer la hauteur d'élévation, pour chaque type.

Les lois de similitudes des pompes et leur application, en vue de concevoir de machines semblables ou de déterminer leur courbes caractéristiques, vont être présentées dans le sixième chapitre.

Dans le septième chapitre, nous mettons entre les mains du lecteur élève ingénieur les outils nécessaires pour installer une pompe correctement vis à vis de la cavitation.

Enfin, nous espérons, par l'ensemble de ces chapitres, répondre aux besoins d'initiation de l'étudiant en matière de systèmes de pompage.

Aperçu historique sur le pompage

1.1 Introduction

La première pompe revient à la création de l'être humain et dont le fonctionnement traduit la vie dans le corps d'un homme. A l'instar, de ce mécanisme corporel, le pompage est apparu en tant qu'un besoin dans la vie économique des populations et que l'homme a développé de façon remarquable durant les premiers temps. Certaines machines de pompes vieilles de 2000 ans sont encore commercialisées de nos jours, c'est le cas de la vis d'Archimède [12].

La topographie fait parfois obstacle à l'écoulement gravitaire de l'eau et l'introduction d'un outil source d'énergie mécanique extérieure s'avère nécessaire. L'homme a affronté cette problématique, depuis très longtemps en créant des moyens divers ; de la simple machine entraînée par un animal à la pompe entraînée par un moteur électrique.

1.2 Intérêt du pompage en économie hydraulique

L'intérêt du pompage se voit tout d'abord dans le transfert d'eau, de sa prise au réservoir ou d'un réservoir à un autre et dans le captage des eaux souterraines. Puis, en vue de l'alimentation en eau potable d'une population ainsi que pour l'irrigation de terres agricoles en la transportant vers un bassin ou en assurant l'apport d'eau demandée par les cultures, les arbres et pâturages, moyennant une technique d'aspersion ou localisée. Aussi, pour la remontée des eaux drainées vers un canal, en particulier dans les zones arides et semi-arides. De même, pour l'évacuation des eaux de drainage en partie souterraines afin de maintenir la nappe phréatique à un niveau optimal pour la croissance et la protection des racines des plantes. D'autre part, en industrie, le recours au pompage se traduit bien dans le domaine agro-alimentaire, d'assainissement urbain et de traitement des eaux.

1.3 Paramètres du pompage

Le pompage se définit comme une technique d'élévation d'un fluide de quelques mètres, de plusieurs mètres ou sur de grandes distances. Delà, il s'indique que les paramètres principaux d'un pompage se définissent par la quantité du fluide à élever et de la hauteur d'élévation à laquelle il doit être refoulé en tenant compte du chemin parcouru. Or, la contrainte s'opposant à ce déplacement se voit dans le besoin de source extérieure d'énergie dont divers moyens mécaniques ont été mis en place par l'être humain.

1.4 Les machines élévatoires

Dites aussi machines motrices, elles se différencient selon la manière dont l'élévation du liquide est produite. Trois types, peuvent être ainsi distingués :

- A. Dans le **premier type**, la masse liquide peut être maintenue à la pression atmosphérique et l'eau est soulevée par remplissage en aval et déversée en amont. Dans, cette catégorie, nous retrouvons la Noria, le Chadouf, le Tympan et la vis d'Archimède, voir Fig1. Ce sont les pompes les plus anciennes.

Dans un second groupe de ce type de pompe, nous retrouvons aussi les machines où l'eau est soulevée par capillarité telles que les pompes à corde et à bandes multicellulaires [02].

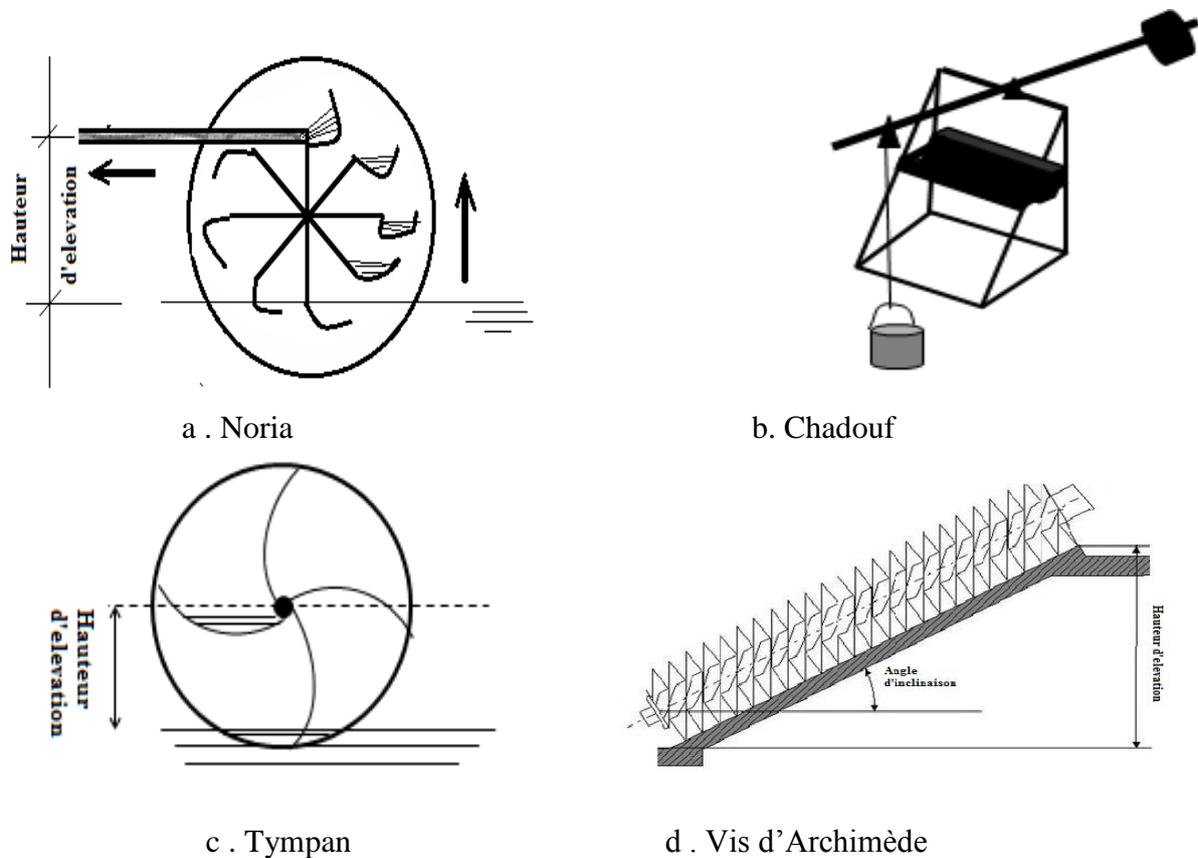


Fig.1. Pompes anciennes

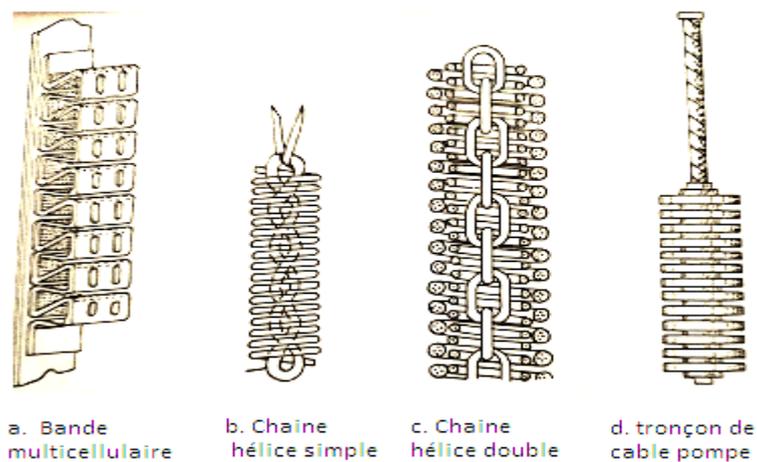


Fig.1.2. Pompes fonctionnant par capillarité [02]

B. Dans le **second type**, l'élévation du liquide se fait par une variation de la pression. Appartiennent à cet ensemble les pompes alternatives à piston, les pompes rotatives et

les pompes semi rotatives. Ces dernières ont été découvertes après les précédentes et représentent des dimensions moins importantes.

- C. Dans le **troisième type**, la variation de la vitesse est transformée en pression et nous retrouvons comme machines correspondantes ; le Belier hydraulique, les appareils à jet et les pompes à aubes incluant les pompes centrifuges, les pompes axiales et les pompes semi axiales.

Conclusion

L'eau, source vitale, a incité l'homme à inventer des machines élévatoires, depuis très longtemps. Ces machines se sont différenciées et le sont toujours selon le déplacement du liquide de l'amont vers l'aval. Ainsi, nos ancêtres, pour un déplacement de l'aval à l'amont par remplissage et déversement, aussi pour un déplacement par capillarité, nous classons les pompes du premier type. Lorsque le déplacement se fait suite à une variation de pression et le liquide se déplace par translation ou rotation, nous retrouvons les pompes du second type. Enfin pour une transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, sont classées les pompes du troisième type. A signaler aussi que les pompes anciennes ont été conçues avec des dimensions de même ordre de grandeur que la hauteur d'élévation alors que les plus récentes sont réalisées avec des dimensions bien plus réduites comparées à l'importance de la hauteur d'élévation.

Types de pompes

Selon la destination du pompage, les pompes doivent assurer leur fonction en requérant la conception adéquate. En conséquence, plusieurs types de pompes surgissent en les classant dans des catégories différentes. Ceci, en considérant le mode de déplacement du liquide de l'entrée à la sortie de la machine ainsi que les facteurs intervenants dans le transfert d'énergie. Parfois ce dernier peut être lié au poids du fluide, à sa pression, à ses forces de viscosité, à sa vitesse ou à l'ensemble de ces paramètres. Dans ce chapitre, nous allons essayer de présenter la classification la plus pratique des pompes. Tout d'abord, les machines anciennes que nous avons déjà citées en premier chapitre dont le pompage se fait par remplissage et déversement. Aussi, les pompes à jet dans lesquelles l'énergie du liquide, du gaz ou de la vapeur est utilisée pour refouler un liquide. Sans oublier les pompes tourbillons appelées encore pompes rotors et dont le l'utilisation est limitée. Ainsi que les pompes à émulsion d'air et les béliers hydrauliques. Or les pompes les plus utilisées dans le domaine de l'approvisionnement en eau potable, en irrigation et en assainissement sont les pompes centrifuges dites pompes à aubes et les pompes volumétriques utilisées en grande part en industrie pétrolière, agroalimentaire et dans d'autres domaines.

Mais, selon le mode de déplacement du fluide pompé par la machine, deux grandes catégories sont à distinguer ; les turbopompes, ou le liquide se déplace sous l'action d'une force centrifuge créée grâce à un rotor et les pompes volumétriques ou le liquide se déplace en volume soit par translation (pompes alternatives), soit par rotation (pompes rotatives).

2.1. Pompes roto dynamiques (turbopompes)

2.1.1 Principe de fonctionnement

L'oreillard reçoit le liquide et sous l'effet de la rotation de la roue entraînée par le moteur électrique, ce liquide, avec l'énergie cinétique acquise, est projeté à la périphérie. Une dépression est ainsi créée provoquant une zone d'aspiration des veines successives du liquide vers le diffuseur ; qui les dirige à son tour vers la volute jointe à l'orifice de refoulement. Par conséquent, à la sortie de la pompe, une pression est créée qui est désignée par hauteur manométrique de refoulement.

2.1.2 Classification des turbopompes

Appelées aussi pompes à aubes, une catégorie dans laquelle sont regroupés les pompes centrifuges (radiales), hélio centrifuges (semi axiales) et hélices (axiales). L'énergie hydraulique produite est le résultat de la transformation à la fois de l'énergie cinétique ainsi que celle de la pression. Les pompes de ce groupe peuvent fonctionner pour des débits allant jusqu'à $10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ et à plus si nécessaire [12]. Elles sont classées selon les critères suivants :

- Du nombre de roues : pompes monocellulaire ou multicellulaires
- De la forme des aubages et de la vitesse spécifique : pompes centrifuges pures ($20 < n_s < 100$), pompes hélico-centrifuges ($100 < n_s < 150$) et pompes hélices ($150 < n_s < 300$) [05].

- De la direction de l'axe : pompes à axe vertical et pompes à axe horizontal.
- De la position de la pompe par rapport au niveau d'aspiration : pompe immergée et pompe non immergée.

En sous-catégorie de ces turbopompes ; nous retrouvons :

2.1.2.1 Pompes centrifuges radiales

Il s'agit de pompes centrifuges dont les veines liquides au refoulement sont perpendiculaires à celles de l'écoulement à l'aspiration. Ces machines peuvent être disposées horizontalement ou verticalement et utilisées pour le pompage des eaux de surface comme pour les eaux souterraines. Elles sont classées en considérant les critères suivants :

- ✓ Le nombre de roues (pompes mono ou multicellulaires)
- ✓ Position de l'arbre de la pompe (à axe vertical ou horizontal)
- ✓ De la forme des aubes de la roue
- ✓ De la hauteur d'élévation
- ✓ De la vitesse spécifique (un groupe de pompes semblables possède la même vitesse spécifique)
- ✓ De la position de la pompe par rapport au niveau d'aspiration

2.1.2.2 Pompes axiales (Hélices)

Les veines liquides au refoulement sont parallèles à celles de l'écoulement à l'aspiration, pour ce type de machines. Ce type est recommandé pour refouler de grands débits à de faibles hauteurs. Leur classification se fait suivant les critères suivants :

- ✓ Le nombre de roues (pompes mono ou multicellulaires)
- ✓ Position de l'arbre de la pompe (à axe vertical ou horizontal)
- ✓ De la forme des aubes de la roue
- ✓ De la hauteur d'élévation (pompes à basse ou haute pression)
- ✓ La fixation des aubes de la roue sur le moyeu (aubes fixes et aubes orientables)
- ✓ Le trajet du fluide par rapport à l'axe de rotation de la pompe.
- ✓ Mode d'action du fluide (machines à action et machines à réaction)

2.1.2.3 Les pompes semi axiales (Hélico centrifuges)

Les filets liquides, dans cette catégorie de pompes, se déplacent dans une direction diagonale de l'entrée de la roue à sa sortie. Elles sont utilisées en variante multicellulaire, pour des débits importants et de même pour les hauteurs d'élévation.

Leur classification se fait selon les mêmes critères cités pour celle des pompes axiales.

Selon le type de pompe centrifuge, qu'elle soit semi axiale, radiale ou axiale, la direction de l'écoulement des veines liquides de l'entrée à la sortie de la roue se différencie (voir Fig II.1).

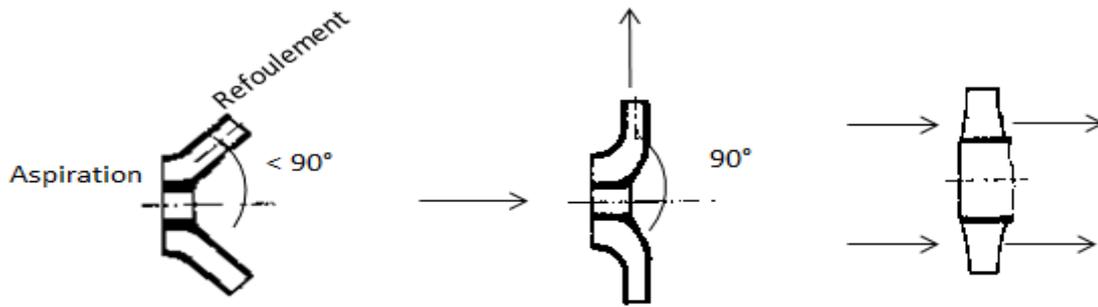


Fig II.1. Fonctionnement de pompe semi axiale, radiale et axiale

2.1.3 Principe de construction

La pompe centrifuge se compose de plusieurs organes dont la nomenclature, en exemple, est montrée dans la figure ci-dessous [15] :

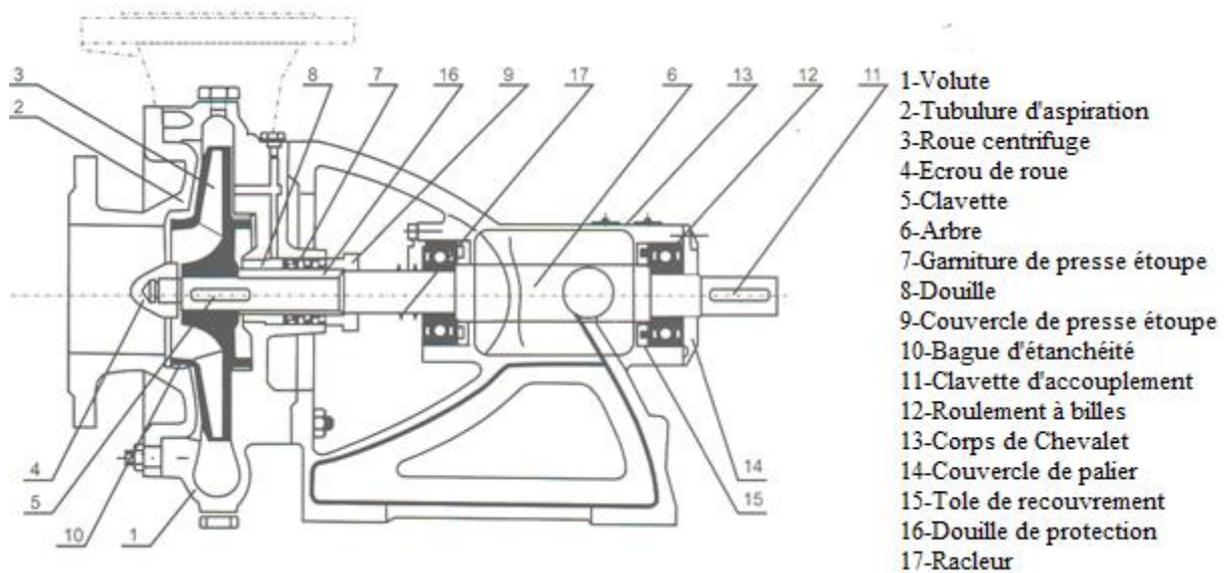


Fig.2.1. Nomenclature : Cas de pompe horizontale monocellulaire [15]



Fig.2.2. Pompes horizontale et verticale multicellulaire

Retenons les organes essentiels de toute pompe centrifuge, comme suit :

- **Volute**

C'est le collecteur du fluide sortant du diffuseur vers la section de refoulement. De section progressivement croissante en forme de spirale ou colimaçon, elle constitue le corps de la pompe.

- **Roue**

Appelée aussi turbine, rotor ou mobile. La turbine (roue) est animée d'une vitesse de rotation qui lui est transmise par le moteur d'entraînement. Entre l'entrée et la sortie de la roue, l'énergie mécanique totale de la veine liquide est augmentée par l'accroissement de l'énergie potentielle (de pression) d'une part et par l'accroissement de l'énergie cinétique d'autre part. La roue peut être ouverte et utilisée uniquement pour les pompes axiales. Alors qu'elle est fermée ou semi fermée pour les pompes centrifuges radiales et semi-axiales et selon l'emplacement de la roue, nous distinguons la pompe en porte à faux et la pompe en paliers.

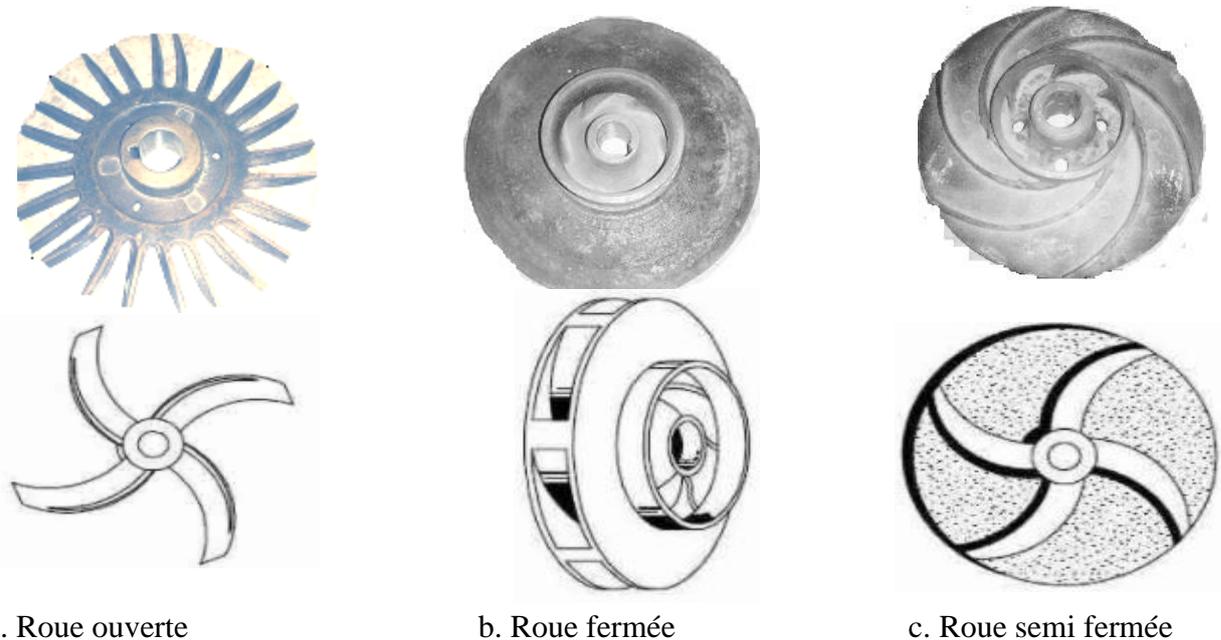


Fig. 2.3. Différents types de roues (a, b, c)

La roue contient un certain nombre d'aubages dont les paramètres sont représentés par la figure ci-après [10]:

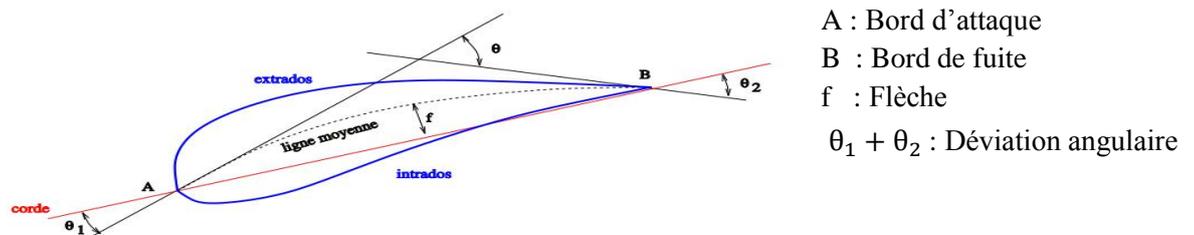


Fig.2.4. Paramètres de définition de l'aubage[10]

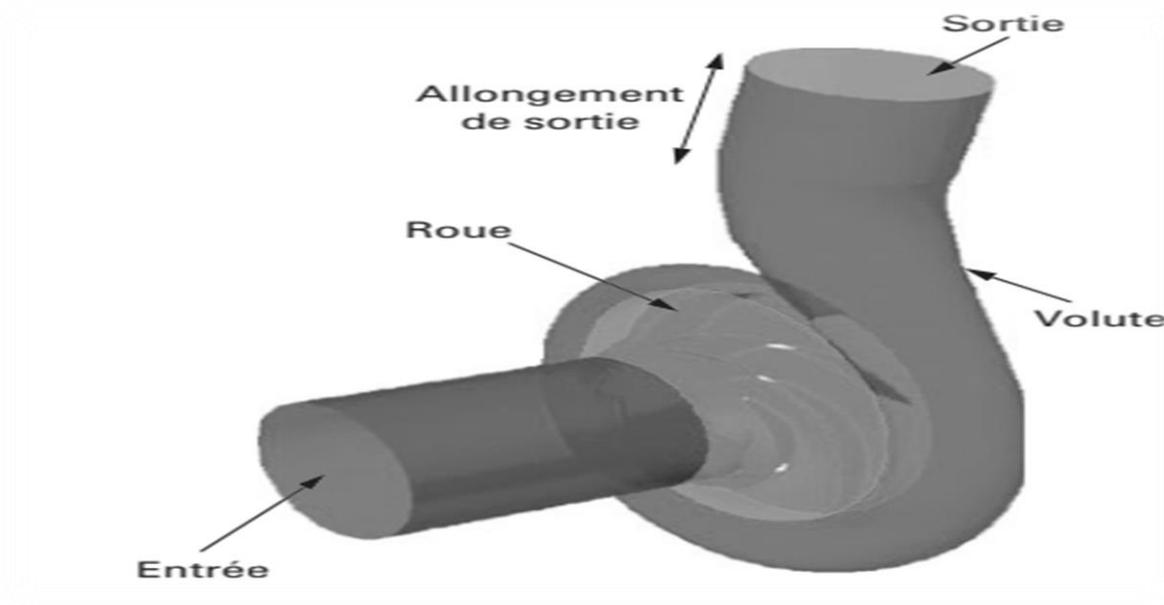


Fig. 2.3. Schéma de l'ensemble roue-volute [12]

- **Distributeur**

Généralement, le distributeur est constitué d'un cône convergent. Il fait suite à la tubulure profilée d'aspiration. Son rôle est de diriger les filets liquides avec une vitesse et une direction convenables dans l'œillard (axe de la pompe).

- **Diffuseur**

La transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression se fait dans le diffuseur, qui peut être soit lisse ou à ailettes. Il s'agit d'une partie extérieure à la roue qui se termine par un cône divergent permettant le ralentissement de l'écoulement en diminuant la vitesse absolue à la sortie de la roue. Cette dernière peut atteindre des valeurs considérables.

- a. **Diffuseur lisse**

A la sortie de la roue de certains types de pompes monocellulaires, le liquide suit la forme spirale lisse sans aucun redressement d'où l'appellation de diffuseur lisse. Voir la figure ci-après :



Fig.2.4. Diffuseur lisse

b. Diffuseur à ailettes

Afin de diriger les filets liquides, à la sortie de la roue, avec une direction convenable, le diffuseur est muni d'aubes fixes redresseurs, dits ailettes. Ceci, dans le cas de pompes multicellulaire ou lorsqu'une pompe assure un fonctionnement réversible. Voir la figure ci-dessous :



Fig.2.5. Diffuseur à ailettes

▪ **Arbre**

L'ensemble des organes de la pompe est monté sur un axe doté d'un mouvement de rotation. C'est l'arbre d'entraînement de la pompe, sur lequel la roue est liée au moyen d'un organe dit clavette.

▪ **Paliers**

Ils permettent d'assurer l'alignement entre la roue de la pompe et de son arbre, tout en absorbant les efforts radiaux et axiaux résultants [13].

▪ **Presse étoupe**

Cet organe n'est rien d'autre qu'un dispositif d'étanchéité de l'arbre d'entraînement de la roue. Qui, en permettant à un certain débit de fuite de s'écouler sur l'arbre, permet de le refroidir et d'éviter, ainsi son échauffement.

▪ **Canal de retour**

Organe, qui permet le passage de l'écoulement du liquide aspiré d'un étage à un autre (d'une roue à la roue suivante). Ainsi, il s'agit d'un élément propre aux pompes multicellulaires.

2.2 Paramètres de définition d'une pompe

▪ **Débit d'une pompe**

C'est le volume de fluide que la pompe peut ou doit fournir par unité de temps [L^3/T] et dans le cas des pompes volumétriques, la notion de Cylindrée ($C_i=Q/N$) est utilisée en [$L^3/tour$].

▪ **Hauteur produite par la pompe**

C'est la différence entre la charge totale à la bride de refoulement H_r et celle à la bride d'aspiration H_a .

▪ **Vitesse de rotation**

C'est le nombre de tours qu'effectue une pompe par unité de temps [Tours/min]. La vitesse angulaire étant:

$$\omega = 2\pi \frac{N}{60} \text{ [rad/s]} \quad (2.1)$$

▪ **Puissance absorbée**

C'est la puissance utile du moteur d'entraînement qui est transmise à la pompe.

▪ **Puissance utile**

C'est la puissance hydraulique utile qui est transmise de la pompe au fluide:

$$P_{ut} = \rho g Q H \text{ [Watts]} \quad (2.2)$$

▪ **Rendement de la pompe**

Il exprime le rapport de la puissance utile à la puissance absorbée:

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} \quad (2.3)$$

2.3 Application

Soit une turbopompe, entraînée par un moteur électrique et tournant à une vitesse de 1500tr/min, refoulant un débit de 5000 litres/min. Sachant que le rendement de cette pompe est de 80% et qu'elle fonctionne sur une durée de 20 heures/jour; déterminer l'énergie consommée par cette pompe pendant une année.

Notons que :

La pression indiquée à la bride d'aspiration est de 1m au-dessous de la pression atmosphérique et celle indiquée à la bride de refoulement est de 0,9bar au-dessus de la pression atmosphérique.

Calcul de H:

$$H = H_r - H_a$$

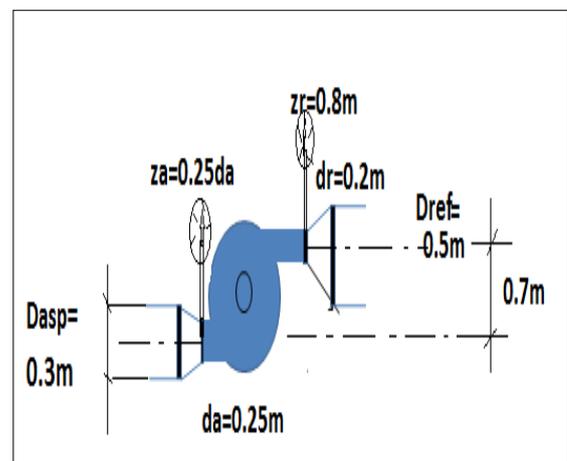


Fig. 2.6. Schéma descriptif de la pompe

Avec :

$$H_a = Z_a + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} \quad \text{et} \quad H_r = Z_r + \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g}$$

AN :

$$H_a = 9,215\text{m} \quad \text{et} \quad H_r = 20,5\text{m}$$

$$\text{D'où : } H = 10,95\text{m}$$

▪ **Calcul de Put**

$$P_{ut} = \rho g Q H$$

AN :

$$P_{ut} = 8951,625\text{Watts} = 8,952 \text{ kw}$$

▪ **Calcul de Pabs**

$$P_{abs} = \frac{P_{ut}}{\eta}$$

AN :

$$P_{abs} = 11189,53125\text{Watts} = 11,190 \text{ Kw}$$

▪ **Calcul de l'énergie consommée en une année 'E'**

$$E = P_{abs} \cdot T$$

AN :

$$E = 81683578,125 \text{ Kwh}$$

2.4 Les pompes volumétriques

Pour ce type de pompes, la transformation de l'énergie se fait lors du refoulement et sous l'action des éléments de refoulement, en un processus périodique. Ce dernier est accompagné d'une augmentation de la pression.

Autrement dit, les pompes volumétriques utilisent l'énergie nécessaire à l'élévation du liquide qui résulte des variations successives d'un volume alternativement aux ouvertures d'aspiration et de refoulement.

Dans cette classe, les différents types se distinguent par le mode de déplacement du liquide de l'entrée de la pompe (aspiration) à son point de sortie (refoulement). Ainsi, sont mentionnées:

2.4.1 Les pompes semi-rotatives

Pour les pompes semi-rotatives, le liquide est doté d'un mouvement de rotation et de translation (pompe Japy à fonctionnement manuel au moyen d'un levier). Ces pompes sont conçues pour de faible débit et pour de faible rendement ; de l'ordre de 0,5 [02].

2.4.2 Les pompes rotatives

Dans ce type de pompes, le liquide se déplace, de l'aspiration au refoulement, en adoptant un mouvement de rotation, d'où le nom de pompes rotatives (pompe à engrenages, pompe à vis, pompe à tourbillon et pompe à palettes).

a. Pompes à engrenages

Deux engrenages identiques tournent à l'intérieur d'un carter; le fluide est aspiré dans l'espace compris entre deux dents consécutives et le fait passer vers la section de refoulement. La dent pénètre dans le creux et chasse, par le mécanisme d'engrènement, le volume de matière correspondant [04]. Voir la figure ci-après :

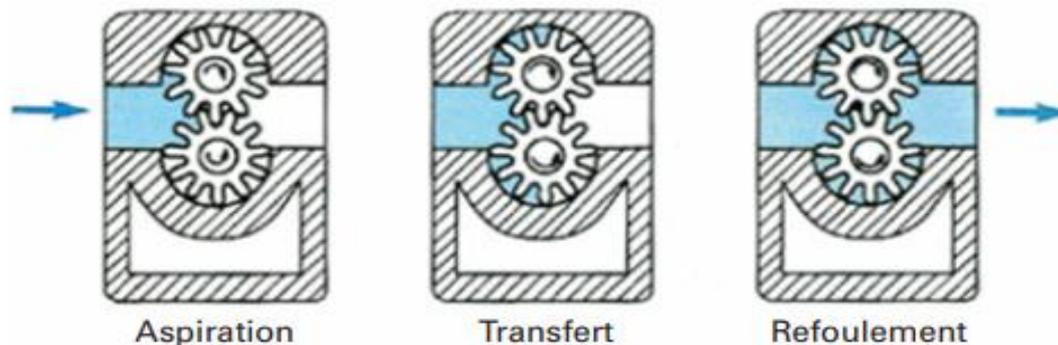


Fig.2.7. Principe de fonctionnement d'une pompe à engrenages extérieurs [04].

La cylindrée théorique d'une pompe à engrenage est donnée par [04]:

$$C_i = \frac{Q}{N} = 2 \cdot Z \cdot V_d \quad (2.4)$$

Où ; Z représente le nombre de dents par pignon et V_d est le volume d'une dent

b. Pompes à palettes libres

Le tambour de section circulaire, de rayon ' r ' et de centre ' o ', voir Fig.2.6, entraîne les palettes de longueur: $2e < r$

Les palettes coulissent, radialement, dans les fentes du tambour, et s'appuient par leurs talons dans une gorge de centre ' O_1 ' et de rayon :

$$r - e$$

Les forces centrifuge créées par la rotation du tambour (ou des ressorts) plaquent les palettes sur le corps.

Entre le tambour et le corps de la pompe, il existe un volume cylindrique en forme de croissant que les palettes balayent en chassant le fluide devant elles. Voir Fig.2.7.

Le nombre de palettes 'Z' varie de 4 à 10.

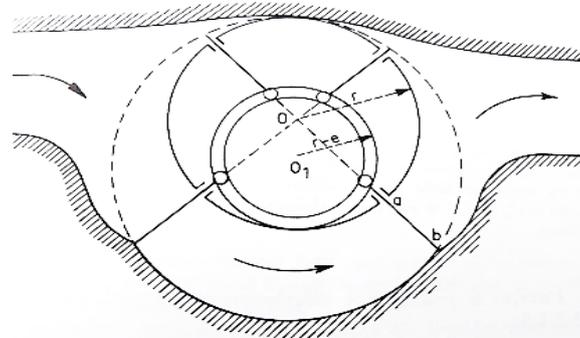


Fig.2.8. Schéma descriptif d'une pompe à palettes libres [02].

La cylindrée théorique d'une pompe à engrenage est donnée par [04]:

$$C_i = Z[\text{course de palette entre PMH et PMB}] \times \left(\frac{2\pi r}{Z} - e_p \right) \times h_p \quad (2.5)$$

Avec; **PMH** représente le point mort haut, **PMB** est le point mort bas et **h_p** indique la hauteur de la palette.

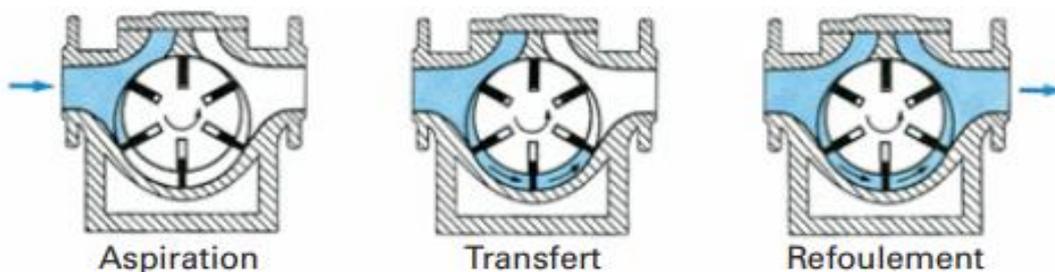


Fig.2.9. Principe de fonctionnement d'une pompe à palettes libres [04]

2.4.3 Pompes alternatives à Piston

Ce sont des pompes alternatives avec un liquide doté d'un mouvement de translation (pompe à piston). Dans ce groupe et selon le mouvement du piston sont distinguées:

a. Pompe à piston à simple effet

Ces pompes correspondent au déplacement du piston dans un seul sens. Ainsi l'aspiration (admission du liquide) et le refoulement (échappement du liquide) ne se produisent que dans un seul sens.

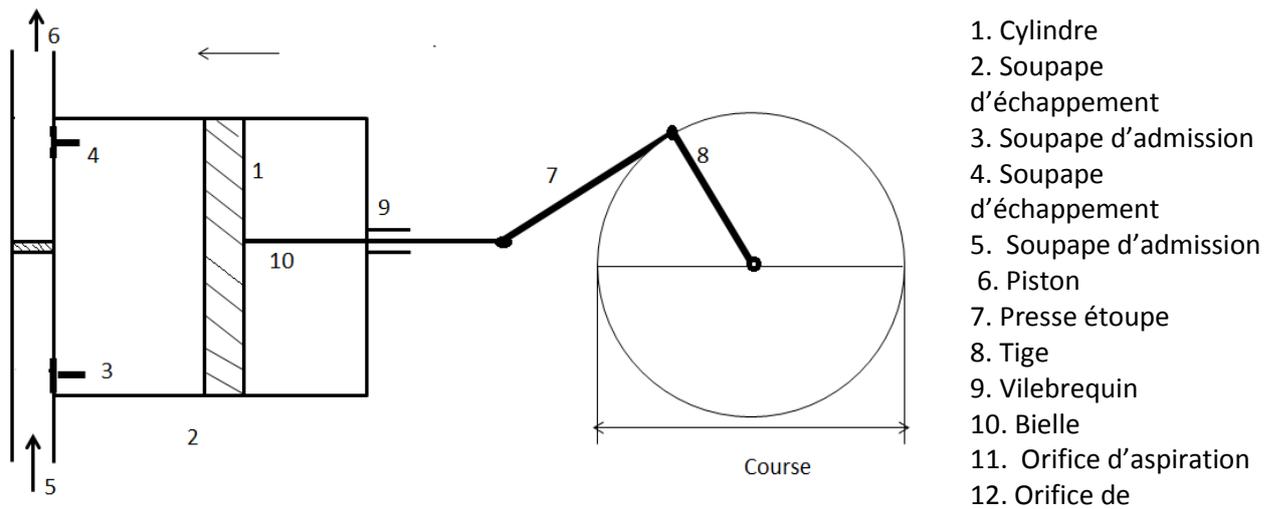


Fig. 2.10. Pompe à piston aspirante à simple effet

b. Pompe à piston à double effet

Dans ce cas, le piston est actif dans les deux sens et le volume élevé est doublé. Voir la figure ci- après.

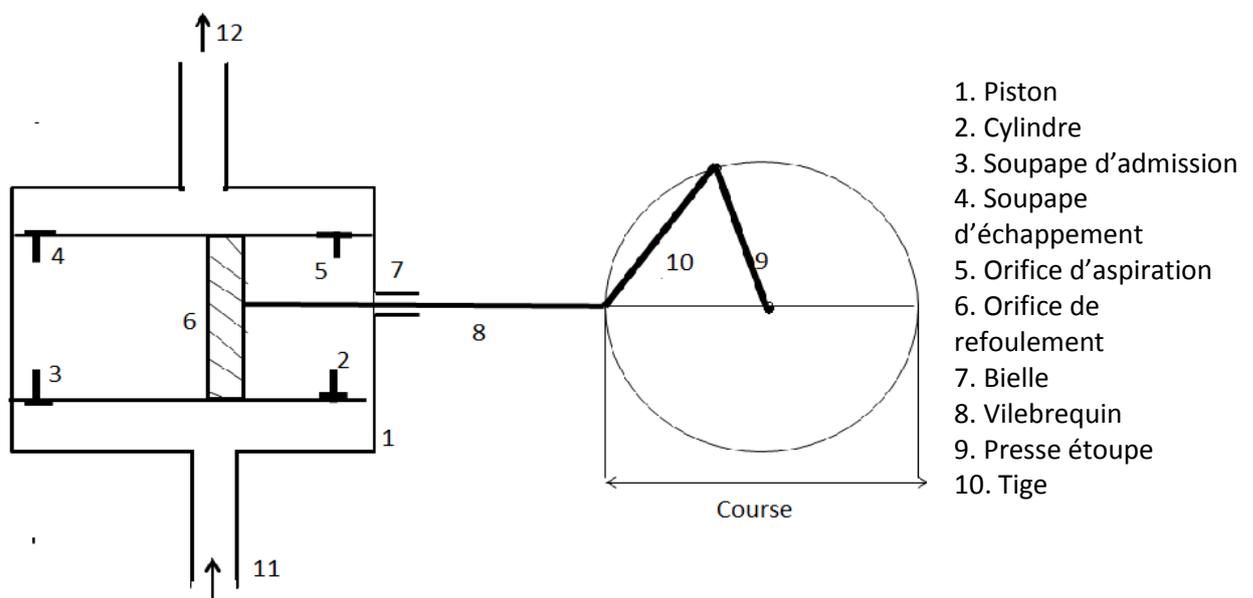


Fig. 2.11. Pompe à piston aspirante à double effet

Alors que selon le mode de construction, nous distinguons :

1. Pompe à piston aspirante
2. Pompe à piston aspirante et élévatrice
3. Pompe à piston aspirante refoulante.

2. 4. 3. 1 Principe de fonctionnement de la pompe à piston

Considérons le cas d'une pompe à piston à simple effet ; ou le liquide est admis d'un seule coté. Le schéma représentatif de cette pompe est représenté par la figure suivante:

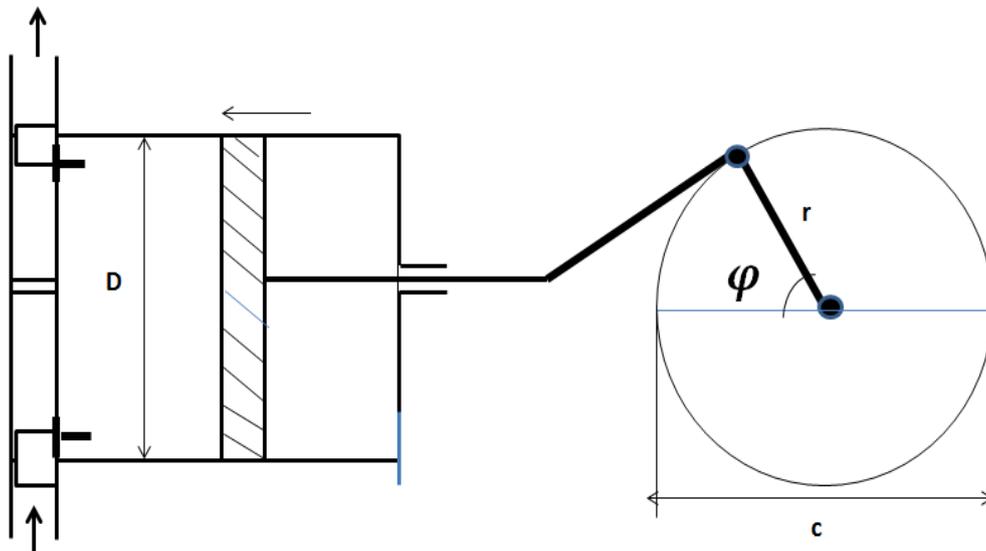


Fig.2.10. Schéma de base de calcul de la pompe à piston à simple effet

Le débit instantané correspondant à l'angle $\varphi = \omega t$, il est donné par [02] :

$$q(t) = A\omega r \left[\sin \varphi + \frac{r}{2L_m} \sin 2\varphi \right] \quad (2.6)$$

Mais, $\frac{r}{2L_m}$ peut être négligé, d'où [08] :

$$q(t) = A\omega r \sin \omega t \quad (2.7)$$

Alors que le débit moyen est obtenu, pour $\frac{N}{60}$ tours par seconde.

Remarque

Plusieurs cylindres peuvent être regroupés avec des pistons à simple ou double effet qui travaillent avec un décalage angulaire [08].

2.5 Application n° 2

Soit une pompe à piston à simple effet, installée selon le schéma de la figure ci-après :

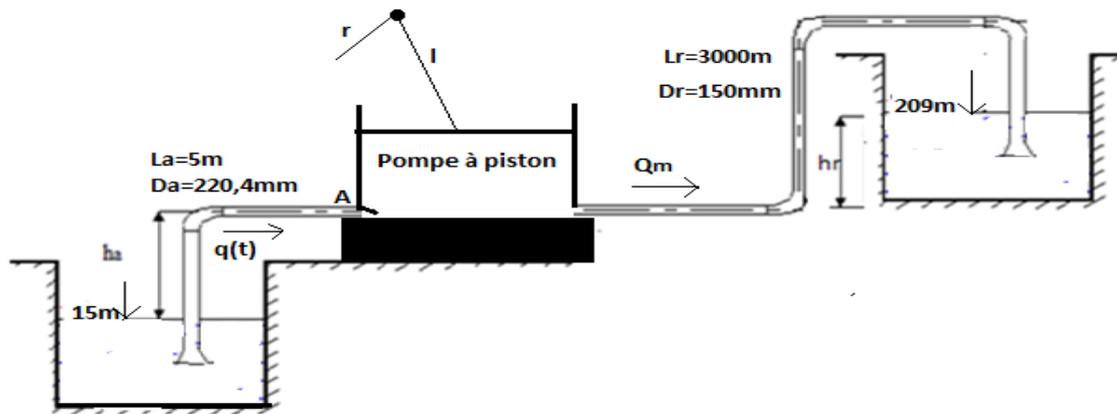


Fig.2.11. Installation de la pompe à piston

Sachant que la pompe tourne à une vitesse de 300 tr/min, la manivelle est de 100 mm de rayon 'r' et que le diamètre du piston est de 250mm ; il est demandé de déterminer le débit instantané et le débit moyen à refouler, la pression à l'entrée de la pompe et la hauteur géométrique d'aspiration.

Déterminons l'expression du débit instantané $q(t)$:

$$q(t) = A\omega r \sin \omega t$$

A N :

$$A = 0,05\text{m}^2 \quad \text{et} \quad \omega = 31,42$$

D'où :

$$q(t) = 0,1571 \sin(31,42.t)$$

Calcul du débit moyen :

$$Q_m = \frac{A\omega r}{\pi}$$

A N :

$$Q_m = 0,05\text{m}^3/\text{s}$$

Comme le régime à l'aspiration est variable, exprimons la pression au point 'A' :

En négligeant les pertes de charge en amont de la pompe et en considérant la variation du débit dans le temps, nous pouvons écrire [08] :

$$\frac{P_{at}}{\rho g} + Z_a = \frac{V_A^2}{2g} + Z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{L_a}{g} \frac{\partial V}{\partial t}$$

D'où :

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_a - \frac{V_A^2}{2g} - \frac{L_a}{g} \frac{\partial V}{\partial t}$$

Avec :

$$V_A = 4 \frac{q(t)}{\pi D_a^2}$$

AN :

$$V_A = 4,11 \sin(31,42.t)$$

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_a - 0,86[\sin(31,42.t)]^2 - 65,86 \cos(31,42.t)$$

La hauteur géométrique à l'aspiration est reliée à la pression au point 'A', par la relation ci-dessus. Nous remarquons que la pression en A diminue avec l'augmentation de la hauteur d'aspiration et que cette dernière prend une valeur maximale, lorsque la pression est nulle. Ce qui n'est pas réel car la pression chute pour atteindre la pression de vapeur du liquide.

Conclusion

Les pompes sont de divers types, ces machines sont classées en deux grandes catégories. A la première, appartiennent les turbomachines qui génèrent la pression grâce à la rotation d'une turbine et dont le domaine d'utilisation est très étendu, en se reportant à l'ampleur des valeurs des hauteurs d'élévation et des débits, en plus qu'elles peuvent être utilisées en surface ou immergées. A la seconde catégorie, sont incluses les pompes volumétriques, dans lesquelles le liquide se déplace en un mouvement rectiligne, pour les pompes à piston et en un mouvement rotatif des organes de refoulement pour les pompes rotatives. Les turbopompes ont pris la plus grande part dans ce chapitre, vu leur vaste domaine d'utilisation en hydraulique urbaine et en irrigation.

Equation fondamentale des turbomachines : Equation d'Euler

A travers la définition d'une pompe centrifuge ou le liquide se déplace du centre d'une roue à sa sortie en acquérant une augmentation d'énergie, le long de ce parcours ; le théorème classique de Bernoulli ne peut être appliqué dans ce cas. Cette variation d'énergie est due aux réactions des aubages dont la prise en compte est indispensable. Ainsi, faire appel à la théorie d'Euler semble être l'outil adéquat pour représenter l'écoulement d'un liquide à l'intérieure d'une roue de turbomachine. Dans ce contexte, les hypothèses suivantes doivent être admises [03] :

- Ecoulement absolue, à l'entrée de la roue permanent et axisymétrique
- Fluide parfait
- Ecoulement absolue, à la sortie de la roue permanent et axisymétrique
- Nombre infini d'aubes qui sont infiniment rapprochés

3.1 Ecoulement à l'intérieure de la roue

Le mouvement absolu des filets liquides se décompose d'un mouvement d'entraînement défini par un repère mobile, qui est la roue tournant à une vitesse de rotation angulaire " ω " et un mouvement relatif du liquide à travers les aubages par rapport à la roue. La vitesse d'entraînement, désignée par " \vec{U} " dont le vecteur est porté par la tangente à la section d'entrée et à celle de la sortie, alors qu'il est perpendiculaire à la radiale. Elle est définie comme étant le produit de la vitesse angulaire avec le rayon que ce soit à l'entrée ou à la sortie de roue. La vitesse relative du liquide, le long de l'aubage par rapport à la roue, est représentée par " \vec{W} " dont le vecteur est tangent à l'aubage. La vitesse absolue, désignée par " \vec{V} ", est ainsi donnée, en vecteur, par :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

L'angle entre le vecteur de la vitesse absolue et celui de la vitesse d'entraînement est désigné par " α " alors que " β " représente l'angle entre le vecteur de la vitesse relative et celui de la vitesse d'entraînement. Comme l'aubage est l'élément actif, dans le mouvement des filets liquides de l'entrée à la sortie de la roue, les angles " α " et " β " qui représentent son profil géométrique interviennent de façon basique dans l'équation d'Euler. Cette dernière traduit le théorème du moment cinétique qui s'énonce comme suit [02]: « la dérivée par rapport au temps de la somme des moments par rapport à un axe fixe passant par le centre de gravité d'un système matériel des quantités de mouvement des divers points de ce système est égal à la somme des moments par rapport au même axe des forces extérieures. ». D'où [09]:

$$\frac{\text{Impulsion angulaire}}{dt} = \frac{\text{Variation du moment cinétique}}{dt} = \text{Couple extérieure}$$

L'impulsion angulaire, étant la quantité de mouvement transmise au liquide, fait que cet énoncé s'explique, tout simplement par le théorème des quantités de mouvement.

Considérons une masse élémentaire "dm" qui se déplace de la section d'entrée de la roue à celle de la sortie, voir Fig.3.1.

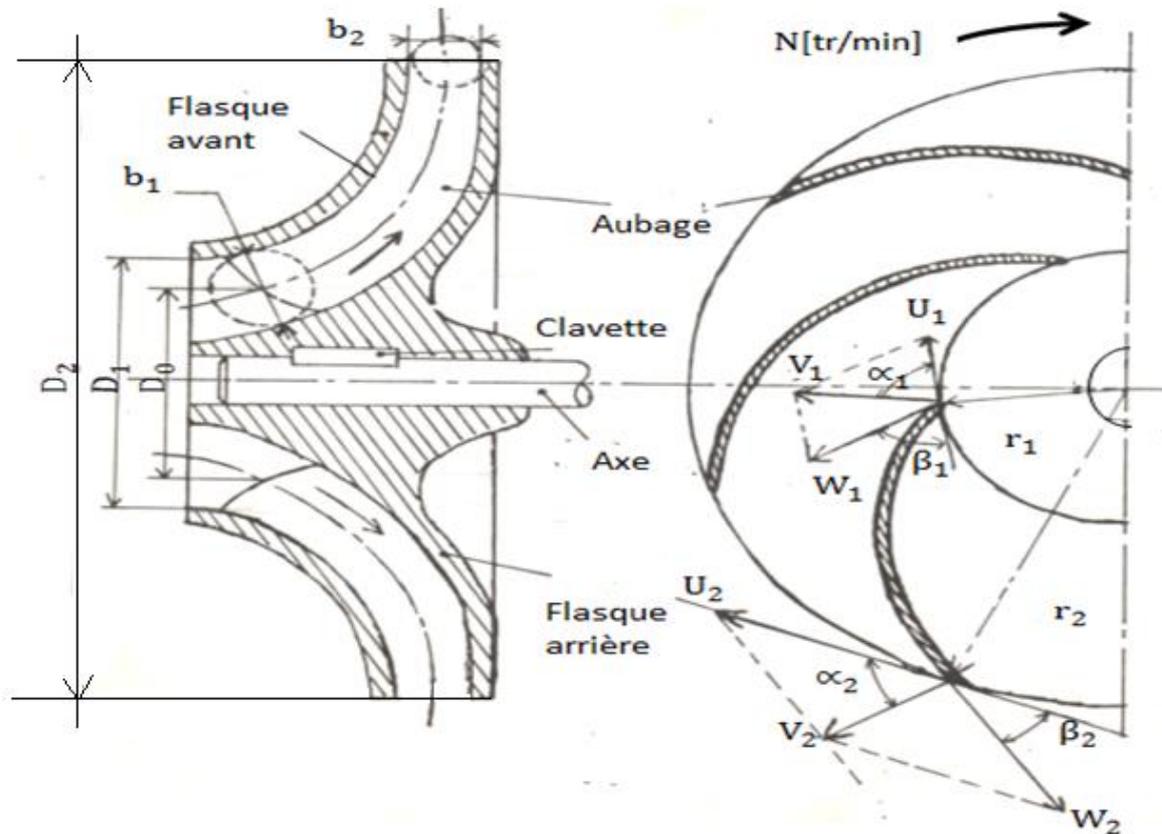


Fig.3.1. Dimensions de la roue de pompe centrifuge [09]

Appliquons le théorème des quantités de mouvement par rapport à l'axe de la pompe. Soit :

$$\sum F_{\text{ext}} = m \frac{dV}{dt} \text{ ou } \sum F_{\text{ext}} = \frac{dmV}{dt} \quad (1)$$

Ce qui peut se traduire par :

$$\frac{dm}{dt} [V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1] = C \quad (2)$$

Où \$C\$ représente le couple moteur qui correspond au moment des forces extérieures.

Nous pouvons écrire, pour la masse totale :

$$C = \frac{m}{t} [V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1] \quad (3)$$

Mais ; l'expression : $\frac{m}{t}$ désigne le débit massique d'où $\frac{m}{t} = \rho Q = \frac{\bar{\omega} Q}{g}$

Nous avons alors :

$$C = \frac{\bar{\omega} Q}{g} [V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1] \quad (4)$$

En multipliant l'équation précédente par la vitesse angulaire, nous obtenons l'expression de la puissance absorbée :

$$P = \frac{\bar{\omega} Q}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1] \quad (3.5)$$

Et

$$P_{ut} = \rho g Q H = \eta \frac{\bar{\omega} Q}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1] \quad (3.6)$$

D'où

$$H = \eta \frac{1}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1] \quad (3.7)$$

Lorsque le cas d'une pompe idéale est considérée, les pertes de charge à l'intérieure de la pompe sont négligées, le rendement est égal à l'unité ($\eta = 100\%$) et la puissance hydraulique utile est égale à la puissance absorbée. Il s'agit dans ces conditions, d'une hauteur d'élévation effective (théorique) dont l'expression est :

$$H_{eff} = \frac{1}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1] \quad (3.8)$$

Dans le cas d'une pompe centrifuge pure à roue radiale ($\alpha_1 = 90^\circ$) et d'une pompe idéale.

$$H_{eff} = \frac{1}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2] \quad (3.9)$$

Où ; H_{eff} représente la hauteur effective (théorique) d'élévation de la pompe.

Considérons le triangle des vitesses à la sortie de la roue de la figure suivante et examinons l'expression ci-avant:

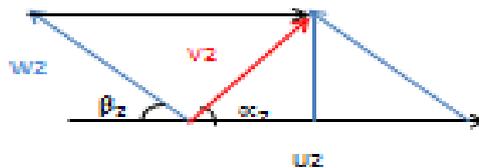


Fig.3.2. Triangle des vitesses à la sortie de la roue

. Nous pouvons déduire que :

A la sortie de la roue, le triangle des vitesses permet d'écrire :

$$W_2^2 = U_2^2 + V_2^2 - 2U_2V_2 \cos \alpha_2 \quad (3.10)$$

En remplaçant l'expression de $U_2V_2 \cos \alpha_2$ dans l'équation (3.9), nous obtenons la relation (3.11):

$$H_{\text{eff}} = \frac{1}{2g} [U_2^2 + V_2^2 - W_2^2] \quad (3.11)$$

En retranchant et en ajoutant le terme V_1^2 ; H_{eff} est reformulée comme suit :

$$H_{\text{eff}} = \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] + \left[\frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \right] \quad (3.12)$$

L'application du théorème de Bernoulli entre l'entrée et la sortie de la roue mène à la formulation suivante :

$$H_{\text{eff}} = \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] + \left[\frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right] \quad (3.13)$$

Par analogie avec l'équation précédente, il peut être déduit que le terme $\frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g}$; représente l'augmentation de l'énergie de pression dans la roue (turbine).

D'après le principe de conservation de l'énergie entre la sortie de la roue et la sortie du diffuseur et sachant que la vitesse dans ce dernier diminue jusqu'à atteindre sensiblement la vitesse à l'entrée de la roue, nous avons :

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} \quad (3.14)$$

De là et en admettant que $V_1 \approx V_3$, il résulte que :

$$\left[\frac{P_3 - P_2}{\rho g} \right] = \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] \quad (3.15)$$

Ce qui traduit la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression dans le diffuseur.

En revenant à l'équation (3.13) et en considérant l'équation (3.15), nous obtenons :

$$H_{\text{eff}} = \left[\frac{P_3 - P_2}{\rho g} \right] + \left[\frac{P_2 - P_1}{\rho g} \right] \quad (3.16)$$

En définissant La pression 'P₃' comme étant la pression totale à la bride de refoulement 'P_r' et en considérant la pression 'P₁' en tant que la pression totale 'P_a' à la bride d'aspiration de la pompe, nous déduisons, sans tenir compte des pertes de charge à l'intérieure de la pompe :

$$H_{\text{eff}} = \left[\frac{P_r - P_a}{\rho g} \right] \quad (3.17)$$

3.2. Cas de nombre fini d'aubes

Admettre un nombre infini d'aubes représente une insuffisance de l'équation d'Euler, en turbomachines, qui omet le mouvement giratoire du liquide compris entre deux aubages en cas de débit nul et qui s'accompagne d'une réduction de la vitesse tangentielle de [09]:

$$\Delta V_{2u} = V_{2u} - V'_{2u} \quad (3.18)$$

L'influence de cet aspect se voit dans l'évaluation des vitesses de l'écoulement, comme la montre la figure ci-dessous.

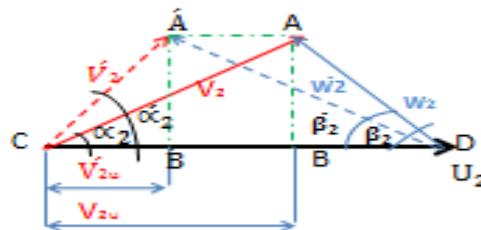


Fig.3.3 Triangle des vitesses à la sortie de la roue pour un nombre fini d'aubes

3.3 Application n°1

L'eau arrive dans une pompe centrifuge avec une vitesse absolue de 4m/s , suivant le rayon. La vitesse relative à la sortie est de 8m/s, telle que l'angle (\vec{U}_2, \vec{W}_2) soit de 150°.

On donne:

$r_1=100 \text{ mm}$, $r_2= 200\text{mm}$ et $N=1500\text{tr/min}$

1. Tracer les diagrammes des vitesses et déterminer, graphiquement, la vitesse relative à l'entrée de la roue et la vitesse absolue à la sortie de la roue.
2. Calculer la hauteur effective d'élévation.
3. Calculer l'augmentation de pression dans le diffuseur.

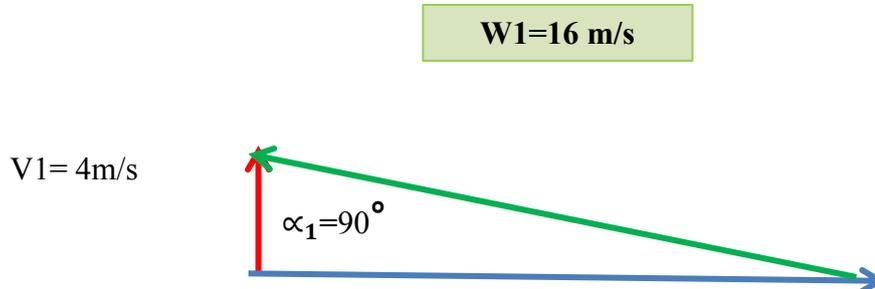
1. Traçons les diagrammes des vitesses et détermination, graphiquement, de la vitesse relative à l'entrée de la roue et la vitesse absolue à la sortie de la roue :

- Calculons les vitesses d'entraînement :

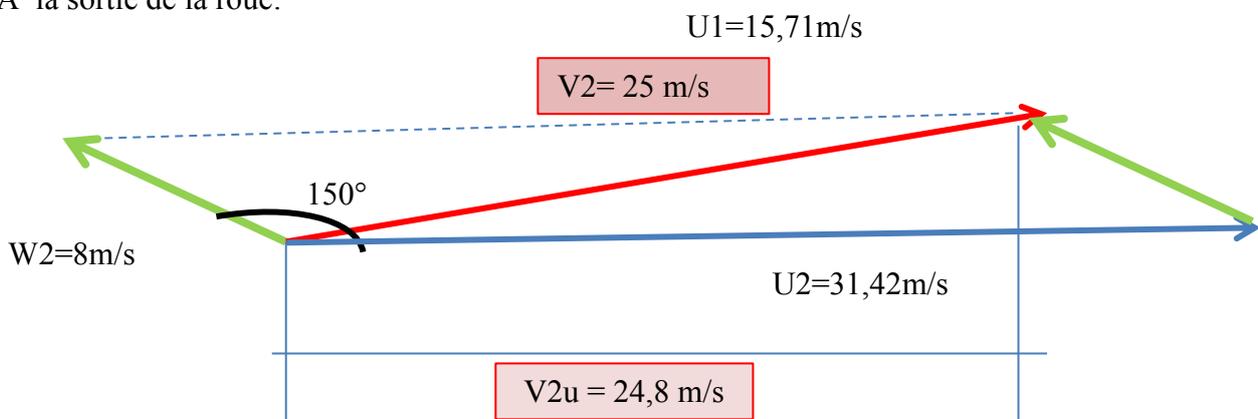
$$U_1 = 15,71 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad U_2 = 31,42 \text{ m/s}$$

- Diagrammes des vitesses

À l'entrée de la roue:



À la sortie de la roue:



2 . Calculons la hauteur théorique d'élévation

$$H_{th} = \frac{1}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2]; \quad \text{AN: } H_{th} = 79,43 \text{ m}$$

3 . Calculons l'augmentation de pression dans le diffuseur

$$\left[\frac{P_3 - P_2}{\rho g} \right] = \left[\frac{(25)^2 - (4)^2}{2 * 9,81} \right] = 31,04 \text{ m}$$

Conclusion

La théorie d'Euler, traduite par le théorème des quantités de mouvement est utilisée pour exprimer les équations représentant l'écoulement à l'intérieure de la roue d'une pompe en considérant la combinaison du mouvement d'entraînement et celui relatif et moyennant les triangles des vitesses à la section d'entrée et celle de sortie. Ainsi, la hauteur d'élévation théorique est formulée pour une pompe idéale avec un nombre infini d'aubes.

L'application du Théorème de Bernoulli a permis de définir le rôle du diffuseur dans la transformation d'une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression et celui de la roue qui révèle un accroissement de l'énergie cinétique et de pression.

Caractéristiques des pompes centrifuges

Représenter l'équation de la hauteur d'élévation de la pompe, en fonction du débit refoulé, constitue la caractéristique de cette machine. Tout d'abord nous nous intéressons à la formulation de son équation, à partir du diagramme des vitesses, pour le cas théorique (effectif). Puis, nous allons représenter la caractéristique réelle de la pompe en tenant compte des différentes pertes de charge à l'intérieure de la machine.

4.1 Hauteur caractéristique effective d'élévation

La théorie d'Euler permet de relier les paramètres géométriques tels que les angles de calage des aubes à l'expression de la hauteur d'élévation de la machine, sous l'hypothèse d'un nombre infini d'aubages.

Considérons une pompe centrifuge radiale, traçons le triangle des vitesses à la section de sortie de sa roue et décomposons le vecteur vitesse absolue par rapport à la radiale et à la tangente.

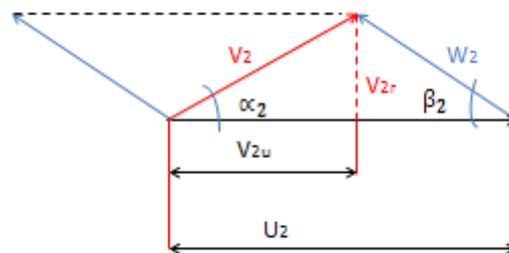


Fig.4.1. Composantes du vecteur vitesse absolue

En se basant sur le triangle des vitesses de la figure ci-dessus, nous déduisons les expressions suivantes :

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{2r}}{V_{2u}} \text{ et } \tan \beta_2 = \frac{V_{2r}}{U_2 - V_2 \cos \alpha_2} \quad (4.1)$$

Le débit latéral refoulé à travers la roue s'exprime en fonction de la composante radiale de la vitesse absolue à la sortie de la roue, comme suit :

$$Q = \pi D_2 b_2 V_{2r} \text{ ou } V_{2r} = V_{2u} \tan \alpha_2 \quad (4.2)$$

Or, nous avons :

$$H_{\text{eff}} = \frac{1}{g} [V_2 U_2 \cos \alpha_2] = \frac{1}{g} [U_2 V_{2u}] \quad (4.3)$$

Avec : $V_{2u} = U_2 - V_{2r} \cot \beta_2$

D'où :

$$H_{eff} = \frac{U_2}{g} \left[U_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \cot \beta_2 \right] \quad (4.4)$$

La valeur maximale de la hauteur effective, pour un débit nul est :

$$H_{effmax} = \frac{U_2^2}{g}$$

Alors que la valeur maximale du débit théorique est : $Q_{thmax} = U_2 \pi D_2 b_2 \tan \beta_2$

L'équation ci-dessus représente une droite qui caractérise une roue de pompe. Ainsi la caractéristique de la hauteur effective (Théorique) est représentée, pour différents cas de β_2 , dans la figure suivante :

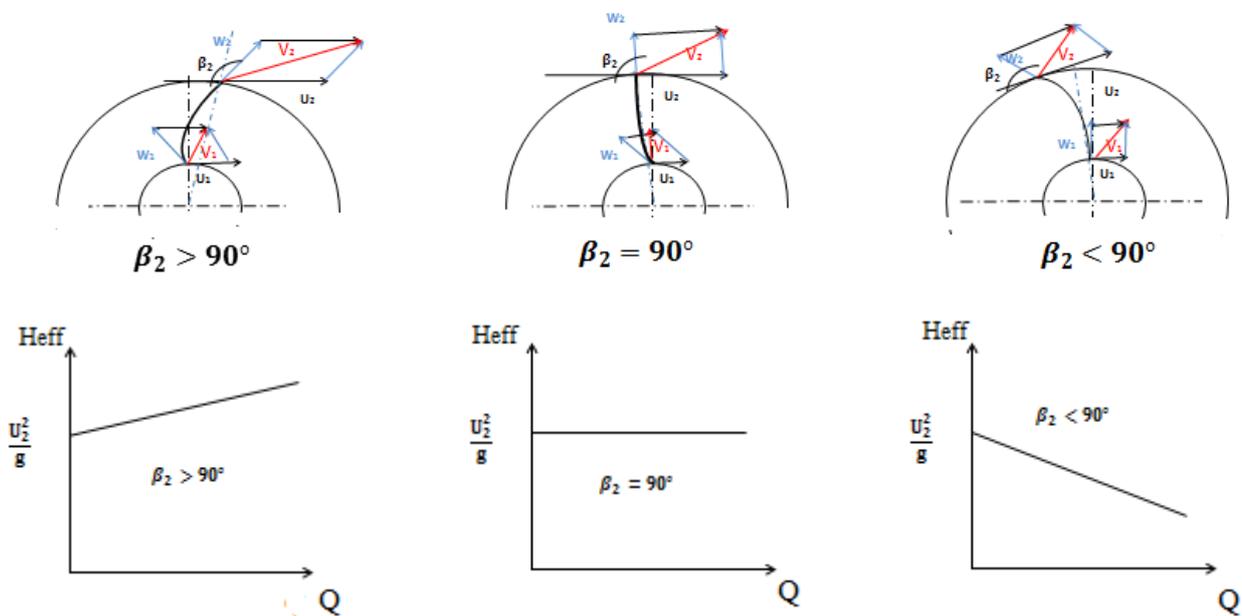


Fig.4.2. Droite caractéristique de la hauteur effective et triangles des vitesses pour différents cas de β_2 .

4.2 Cas de nombre fini d'aubes

En pratique, ce cas correspond au dit "barbotage de la pompe". Un mouvement supplémentaire de giration cité est créé en cas de débit nul et par conséquent, une diminution de la hauteur d'élevation théorique maximale de la pompe surgit, comme le montre la figure ci-dessous.

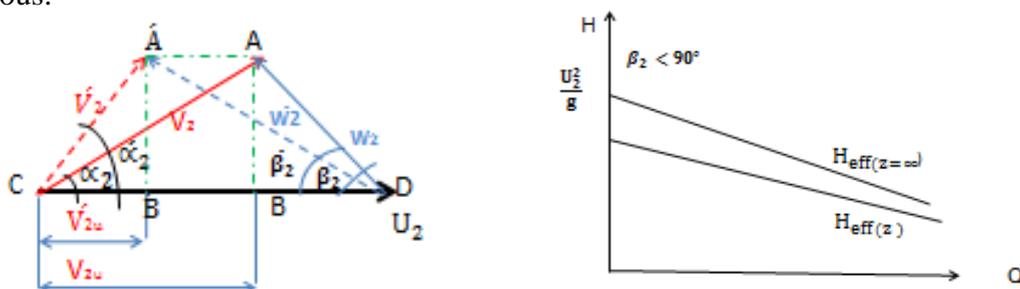


Fig.4.3 Triangle des vitesses et courbe caractéristique théorique à la sortie de la roue pour un nombre fini d'aubes

La hauteur théorique d'élévation devient :

$$H_{\text{eff}} = \frac{1}{g} [U_2 V'_{2u}] \quad (4.5)$$

Par conséquent, il existe un coefficient " μ " qui représente le rapport de la hauteur d'élévation théorique, pour un nombre fini d'aubes, à la hauteur d'élévation théorique pour un nombre infini d'aubes, dans le cas d'une pompe idéale et qui est exprimé par [09] :

$$\frac{H_{\text{eff}(z=\infty)}}{H_{\text{eff}(z)}} = \mu \quad (4.6)$$

$$\text{Avec : } \mu = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]} \quad \text{et } \psi = (0,55 \text{ à } 0,65) + \sin \beta_2$$

Où l'angle ' β_2 ' représente l'influence de la forme de l'aubage à la sortie de la roue.

4.3 Courbe caractéristique réelle de la hauteur d'élévation

Se rapprocher de la réalité physique implique la considération des facteurs intervenants dans la création de l'énergie hydraulique.

La rotation de la roue, entraînée par le moteur électrique, représente le mode de fonctionnement des turbomachines, pour créer l'augmentation de pression attendue, grâce aux aubages qui la constitue.

Ainsi, le nombre limité d'aubages, qui diffère d'une roue à une autre, doit être pris en considération simultanément avec les pertes d'énergie à l'intérieure de la pompe engendrées par l'écoulement du fluide. Ces dernières peuvent être d'origines distinctes.

4.3.1 Pertes dues au frottement

A l'intérieur du diffuseur et de la roue, sont engendrées des pertes de charge, liées au frottement des filets liquides contre les parois solides et entre eux, qui peuvent être exprimées par :

$$\Delta h_f = h_r + h_d = K_f Q^2 \quad (4.7)$$

h_r et h_d étant, respectivement, les pertes de charge dans la roue et dans le diffuseur.

4.3.2 Pertes dues au choc

Ce sont des pertes de charge créées à l'entrée de la roue et à l'entrée du diffuseur, qui se mettent en évidence à partir d'un certain débit ' Q_0 ' à fonctionnement optimal, elles sont proportionnelles au carré du débit et peuvent être formulées par [09] :

$$\Delta h_c = K_c (Q - Q_0)^2 \quad (4.8)$$

4.3.3 Equation de la courbe caractéristique réelle

La hauteur nette 'H' d'élévation de la pompe centrifuge correspond à la caractéristique réelle d'élévation, en considérant les pertes citées ci avant. L'équation représentative de cette caractéristique devient :

$$H = H_{\text{eff}} - (\Delta h_f + \Delta h_c) \quad (4.9)$$

D'où, en faisant apparaître 'N' la vitesse de rotation de la roue [02][13] :

$$H = AN^2 + BNQ + KQ^2 \quad (4.10)$$

4.3.4 Rendement d'une turbopompe

Le rapport de la hauteur nette 'H' à hauteur théorique 'H_{eff}' d'élévation de la pompe centrifuge exprime son rendement hydraulique, comme suit :

$$\eta_h = \frac{H}{H_{\text{eff}}} \quad (4.11)$$

Or, des pertes volumétriques, du liquide pompé, existent, à travers les jeux entre les organes fixes, et qui impliquent la considération du rendement volumétrique. Ce dernier est exprimé par [01] :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \quad (4.12)$$

Où, 'q' représente le débit de fuite à travers les jeux.

Des pertes par frottement mécanique 'P_m' dans des organes tels que les paliers et les presses étoupes sont à considérer, auxquelles s'ajoutent des pertes par frottement entre le fluide et les surfaces extérieures des flasques. Cela est exprimé par le rendement mécanique [09] :

$$\eta_m = \frac{P_{\text{abs}} - P_m}{P_{\text{abs}}} \quad (4.13)$$

Le rendement global de la pompe est, ainsi :

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Remarque :

Le rendement global des turbopompes varie approximativement de 70% à 85% [01].

Enfin, la figure, ci-après, représente la courbe caractéristique théorique et réelle de la hauteur d'élévation de la pompe, des puissances et du rendement.

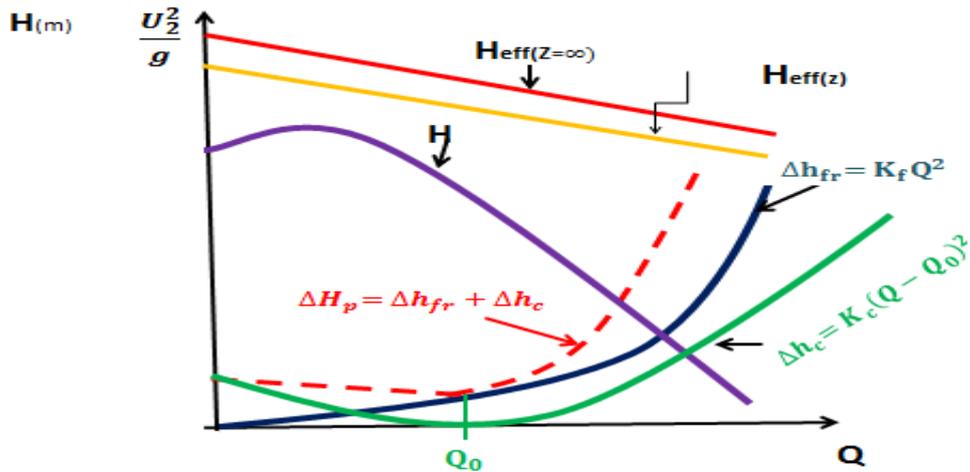


Fig.4.4. Courbe caractéristique de la hauteur nette d'élévation

Selon l'angle d'inclinaison des aubages ' β_2 ', la courbe caractéristique réelle d'élévation est représentée dans la figure ci-dessous.

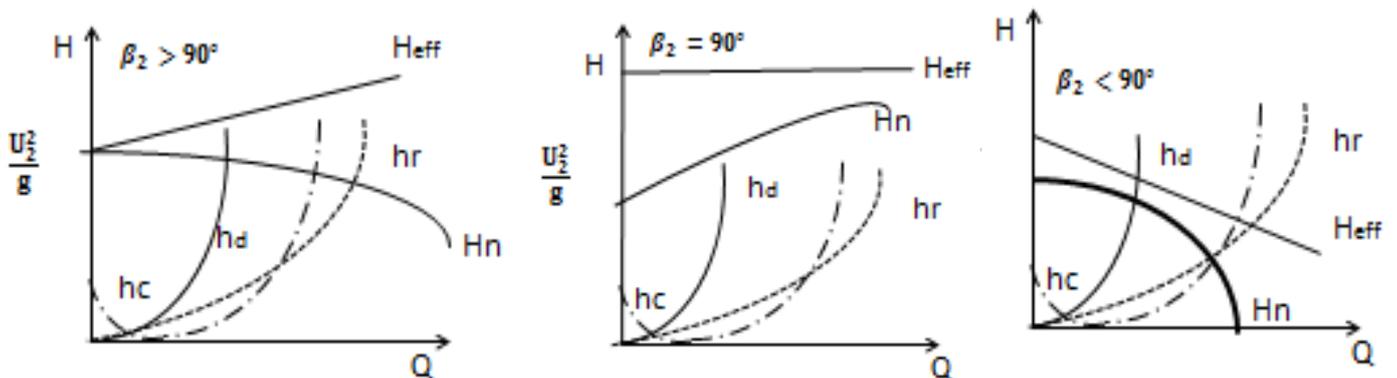


Fig.4.5. Courbes caractéristiques de la hauteur nette pour différents cas de β_2 .

4.4 Application n°1

Soit la figure, ci-dessous, qui représente la caractéristique théorique de la hauteur d'élévation d'une pompe centrifuge radiale, accouplée à un moteur électrique tournant à une vitesse de 2000 tr/min, et destinée à élever un débit de 6 l/s, à une hauteur de 40m. la distance entre les deux flasques ' b_2 ' est de 0.018 m.

On demande de déterminer :

1. Le diamètre extérieur de la roue D_2
2. L'angle de sortie de la roue β_2
3. Les vitesses V_{2r} , V_{2u} et V_2

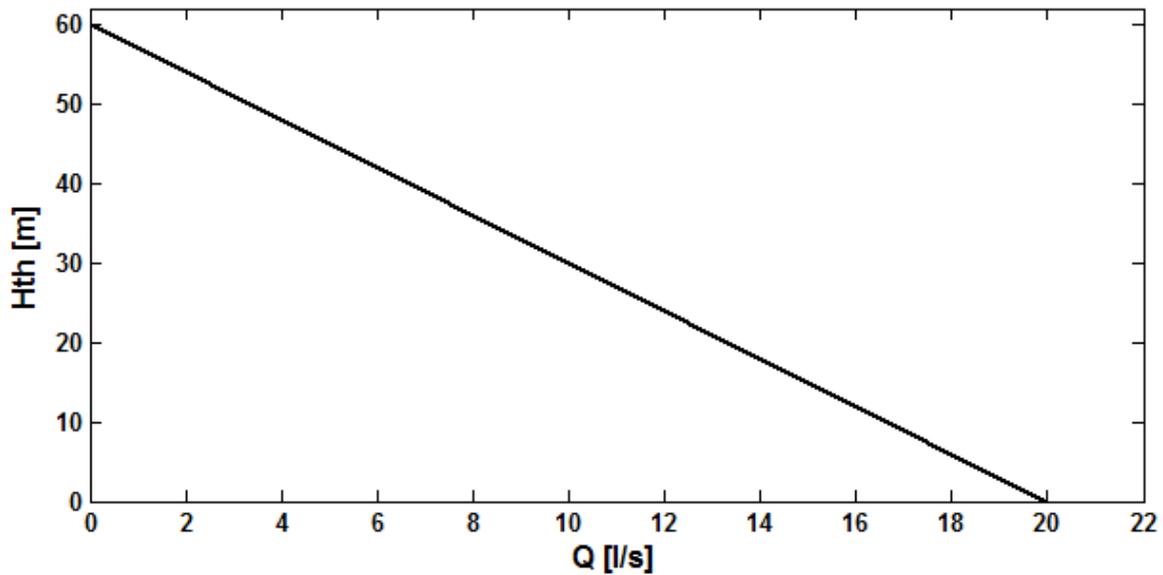


Fig.4. 6. Hauteur caractéristique théorique d'élévation de la pompe

1. Calcul du diamètre extérieur de la roue D_2

Nous avons :

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \left[U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cot \beta_2 \right]$$

$$Q = 0 \quad \rightarrow \quad H_{th} = \frac{U_2^2}{g}$$

Ainsi, nous avons :

$$U_2 = \sqrt{gH_{th}} \quad \text{et} \quad U_2 = \omega \frac{D_2}{2} ; \quad d'ou: D_2 = 2 \frac{U_2}{\omega}$$

AN :

$$U_2 = \sqrt{9,81 \cdot 60} ; \quad U_2 = 24,26 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad D_2 = 2 \frac{24,26}{2\pi \frac{2000}{60}}$$

Alors ; $D_2 = 0,232 \text{ m}$

2. Calcul de l'angle de sortie de la roue β_2

$$Q = U_2 \pi D_2 b_2 \tan \beta_2 \quad \rightarrow \quad H_{th} = 0$$

$$\tan \beta_2 = \frac{Q}{U_2 \pi D_2 b_2} ; \quad d'ou: \beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{Q}{U_2 \pi D_2 b_2} \right)$$

AN :

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{0,02}{24,26 \cdot \pi \cdot 0,232 \cdot 0,01} \right)$$

D'où ; $\beta_2 = 6,45^\circ$

3. Calcul des vitesses V_{2r} , V_{2u} et V_2

a. V_{2r} ?

$$V_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

A N :

$$V_{2r} = \frac{0,006}{\pi \cdot 0,232 \cdot 0,01}$$

D'où ; $V_{2r} = 0,82 \text{ m/s}$

b. V_{2u} ?

$$V_{2u} = U_2 - V_{2r} \cot \beta_2$$

A N :

$$V_{2u} = 24,26 - 0,82 \cot 6,45$$

Donc ; $V_{2u} = 17,01 \text{ m/s}$

c. V_2 ?

$$V_2 = \sqrt{V_{2u}^2 + V_{2r}^2}$$

A N :

$$V_2 = \sqrt{(0,82)^2 + (17,01)^2}$$

D'où ; $V_2 = 17,03 \text{ m/s}$

4.5 Caractéristiques d'élévation de pompes couplées en parallèle

4.5.1 Cas de deux pompes identiques en parallèle

Soit une pompe centrifuge dont les résultats des essais expérimentaux sont montrée dans le tableau suivant :

Tableau n°4.1 : Caractéristique de la hauteur d'élévation de la pompe (1)

Q [l/s]	0,38	0,76	1,14	1,51	1,89	2,27	2,65	3,03	3,41
H[m]	92,6	92,1	90,9	88,9	85,9	82,2	77,7	72,1	65,6

On veut construire la courbe résultante du montage en parallèle de deux pompes identiques ayant la même courbe caractéristique ci-avant.

Pour ce faire, les débits doivent être ajoutés pour une même hauteur d'élévation. Ceci est représenté dans le graphique de la figure suivante.

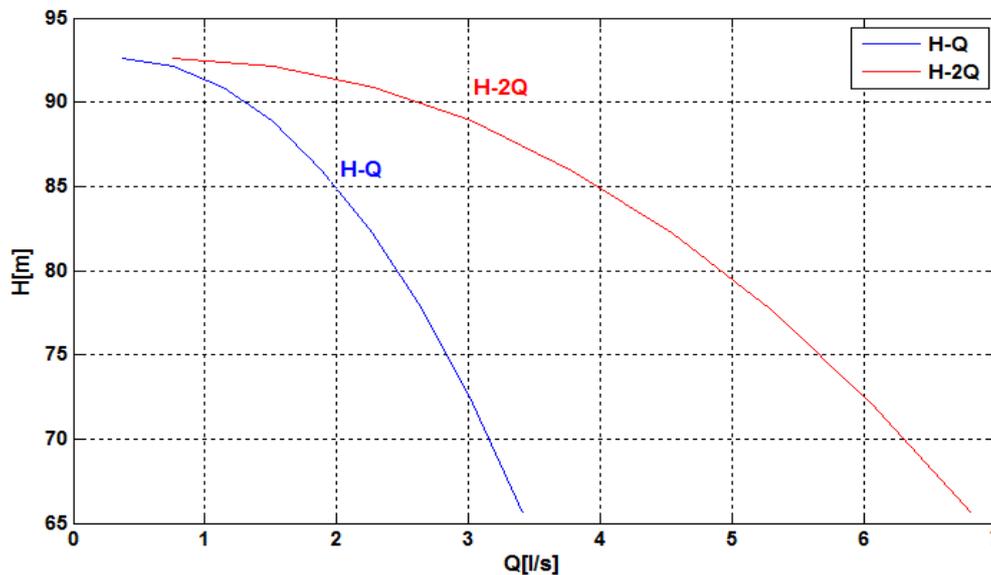


Fig.4.6 Couplage de pompes identiques en parallèle

4.5.2 Cas de deux pompes non- identiques en parallèle

Soit deux pompes centrifuges dont les résultats expérimentaux sont montrée dans le tableau suivant :

Tableau n°4.2 : Caractéristique de la hauteur d'élévation des pompes (1) et (2)

Q [l/s]	0,38	0,76	1,14	1,51	1,89	2,27	2,65	3,03	3,41
H[m] pompe(1)	92,6	92,1	90,9	88,9	85,9	82,2	77,7	72,1	65,6
H[m] pompe(2)	85,6	85,1	83,9	81,9	78,9	75,2	72,7	70,7	65,1

On veut construire la courbe résultante du montage en parallèle de la pompe (1) et la pompe(2) dont les caractéristiques sont données dans le tableau ci-avant.

Ainsi, les débits vont être ajoutés en gardant la même hauteur d'élévation. Ceci est représenté dans le graphique de la figure suivante.

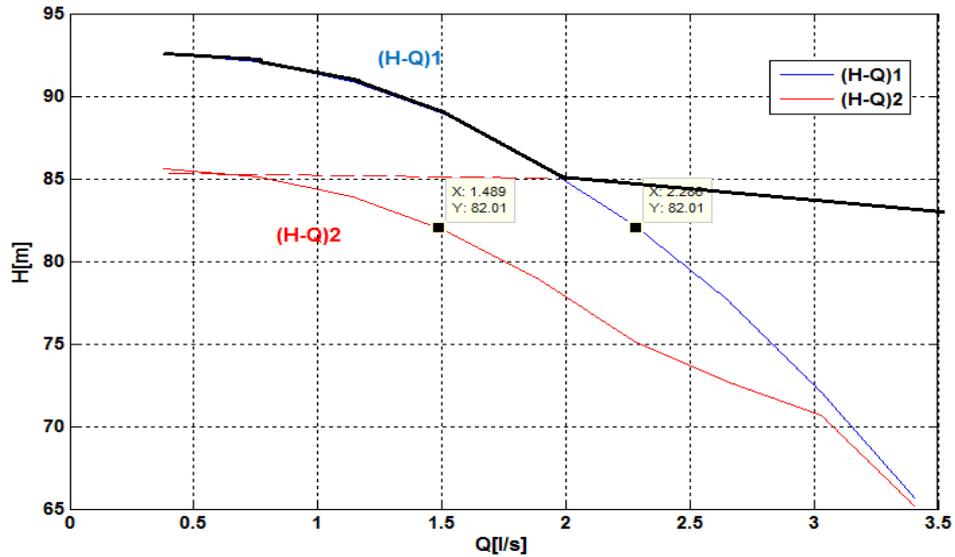


Fig.4.7 Couplage de pompes non- identiques en parallèle

4.6 Caractéristiques d'élévation de pompes couplées en série

4.6.1 Cas de deux pompes identiques en série

Soit la pompe (1), procédons au montage en série de cette dernière avec une pompe qui lui est identique. La courbe résultante est obtenue en sommant les hauteurs d'élévation pour un même débit. Elle est représentée dans la figure ci-dessous.

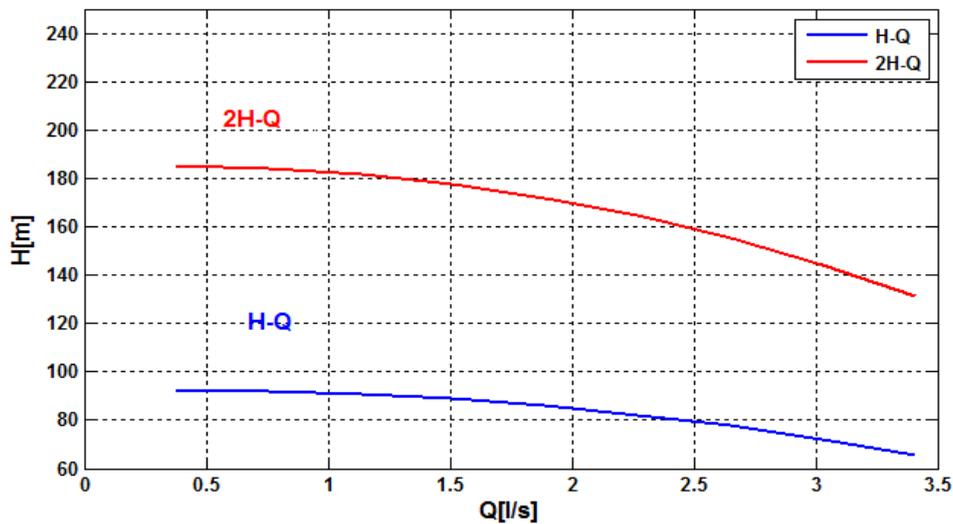


Fig.4.7 Couplage de pompes identiques en série

4.6.2 Cas de deux pompes non-identiques en série

Considérons dans ce cas la pompe (1) et la pompe (2) dont les données sont représentées dans le tableau n°4.2.

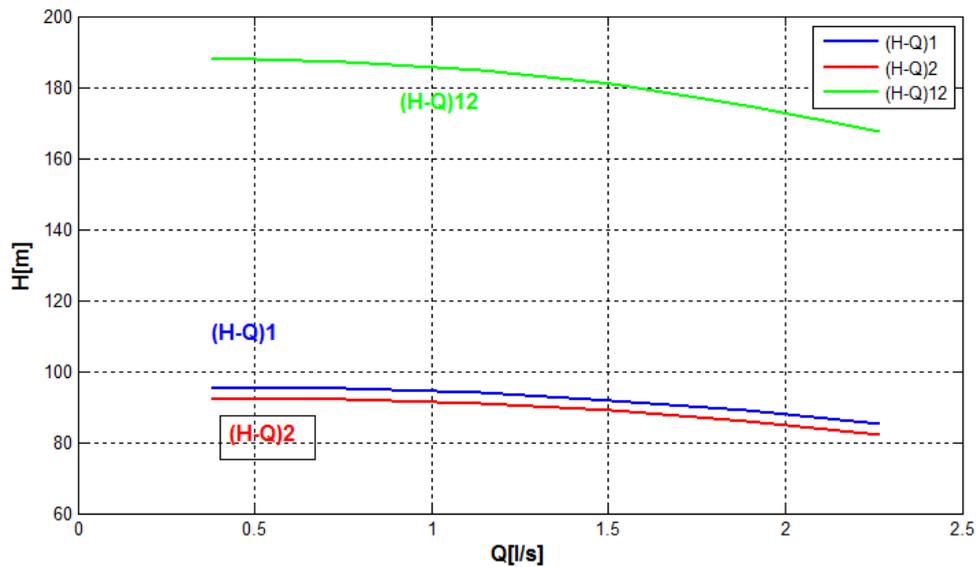


Fig.4.8 Couplage de pompes non- identiques en série

Remarque

Le couplage de pompe en série, présente un problème de pression de la pompe qui a été construite pour subir une pression inférieure et il est recommandé d'utiliser des pompes multicellulaires avec des roues montées en série [07].

Conclusion

La hauteur nette caractéristique de l'élévation d'une pompe centrifuge donne la capacité de production d'énergie hydraulique en fonction du débit refoulé. Elle est obtenue en retranchant la perte de charge totale, engendrée à l'intérieur de la machine par frottement et par choc, de la hauteur effective d'élévation formulée grâce au théorème d'Euler.

Différents types d'installation de pompage : Calcul de la hauteur totale d'élévation

La hauteur d'élévation d'une pompe, associée au débit de refoulement, est un paramètre décisif dans le choix du type de pompe adéquat à des conditions d'un projet de pompage donné. Cependant, elle peut être déterminée différemment, selon le type d'installation.

5.1 Hauteur d'élévation d'une pompe

Ce paramètre est calculé comme étant la somme de la hauteur géométrique 'H_g' et des pertes de charge totales 'ΔH' le long du parcours de l'eau depuis l'aspiration jusqu'au point de refoulement.

La hauteur géométrique s'exprime par :

$$H_g = C_r - C_a \quad (5.1)$$

Avec ; C_r: la cote du niveau du plan d'eau au refoulement et C_a: la cote du niveau du plan d'eau à l'aspiration.

Les pertes de charge totales 'ΔH' correspondent aux pertes de charge à l'aspiration 'ΔH_a' et celles engendrées au refoulement 'ΔH_r'; tenant compte des pertes de charge linéaires 'Δh_{al}' et 'Δh_{rl}'. Ainsi que singulières, qu'elles soient à l'aspiration 'Δh_{as}'; ou au refoulement 'Δh_{rs}'; d'où :

$$\Delta H = \Delta H_a + \Delta H_r \quad (5.2)$$

Avec : ΔH_a = Δh_{al} + Δh_{as} et ΔH_r = Δh_{rl} + Δh_{rs}

L'expression de la hauteur d'élévation est alors donnée par :

$$H = H_g + \Delta H \quad (5.3)$$

Sous cette formulation, la hauteur H, est dite hauteur pratique d'élévation de la pompe.

Alors que, la notion de hauteur manométrique, désignée par 'H_{mt}' est adoptée lorsque le théorème de Bernoulli est appliqué, entre la bride de refoulement et celle de l'aspiration, en faisant intervenir les lectures de pression des appareils installés à l'entrée 'P_a' et à la sortie 'P_r' de la machine et les vitesses de l'écoulement à l'aspiration 'V_a' ainsi qu'au refoulement 'V_r'.

Les appareils étant placés aux cotes respectives de Z_r au refoulement et de Z_a à l'aspiration; l'expression de la hauteur d'élévation de la pompe est donnée par la relation suivante :

$$H = [Z_r - Z_a] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + \left[\frac{P_r - P_a}{\rho g} \right] \quad (5.4)$$

5.2 Types d'installation

La position des niveaux des plans d'eau à l'aspiration et au refoulement, par rapport à la cote de l'axe de la pompe, peut varier d'un cas à un autre et par suite le mode d'installation varie aussi. Delà, trois types d'installation de pompage peuvent être distingués.

5.2.1 Installation en siphon

Pour ce type d'installation, la pompe est installée de sorte que la cote de son axe soit au-dessus du plan d'eau d'aspiration, d'une hauteur h_a , et de h_r au-dessus de celui du refoulement. La figure.5.1 est une représentation simplifiée de ce type d'installation.

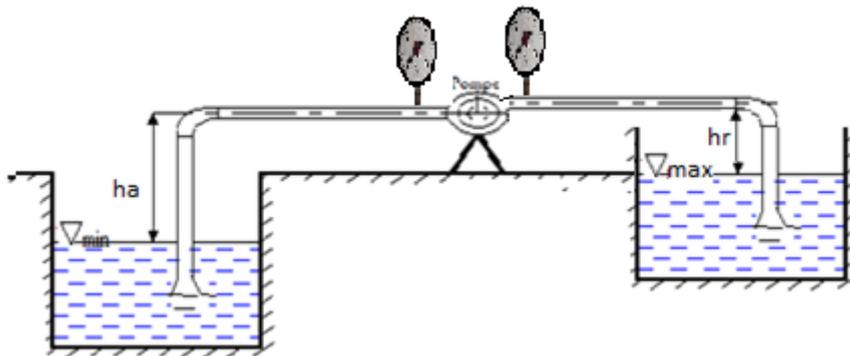


Fig.5.1. Installation de type siphon

Sachant qu'un vacuomètre est placé de chaque côté de la pompe tel que :

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{Vasp}}{\rho g}$$

et

$$\frac{P_r}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{Vref}}{\rho g}$$

Appliquons le théorème de Bernoulli entre le plan d'eau de l'aspiration et celui de l'entrée de la pompe :

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_{Ra}^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} + h_a + \Delta h_a + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a$$

Et entre le plan d'eau de refoulement et celui de la sortie de la pompe :

$$\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + Z_r = \frac{P_{atm}}{\rho g} - h_r + \Delta h_r + \frac{V_{Rr}^2}{2g}$$

La hauteur nette d'élévation de la pompe est la différence de charge totale entre celle de la sortie de la machine et celle de l'entrée :

$$H = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{Vref}}{\rho g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{Vasp}}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} + Z_r - Z_a \quad (5.6)$$

Avec :

$\frac{P_{Vasp}}{\rho g} = H_{Vasp}$ et $H_{Vref} = \frac{P_{Vref}}{\rho g}$ (lectures respectives de l'appareil d'aspiration et du refoulement). D'où :

$$H_{Vasp} = h_a + \Delta h_a + \frac{V_a^2}{2g}$$

$$H_{Vref} = h_r - \Delta h_r + \frac{V_r^2}{2g}$$

NB :

- $\frac{V_{Ra}^2}{2g}$ est négligeable vu que la vitesse V_{Ra} du liquide dans le réservoir d'aspiration est très petite.
- $\frac{V_{Rr}^2}{2g}$ est négligeable vu que la vitesse V_{Rr} du liquide dans le réservoir de refoulement est très petite.

La hauteur nette d'élévation de la pompe est alors :

$$H = [H_{Vasp} - H_{Vref}] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + [Z_r - Z_a] \quad (5.7)$$

Avec :

$[Z_r - Z_a] = Z$ (en général les prises de pression sont presque au même niveau et Z négligeable)

5.2.2 Installation en aspiration (en dépression)

Dans ce type d'installation, la pompe est installée de sorte que la cote de son axe soit au-dessus du plan d'eau d'aspiration, d'une hauteur h_a et de h_r au-dessous de celui du refoulement. La figure.5.2 est une représentation simplifiée de ce type d'installation

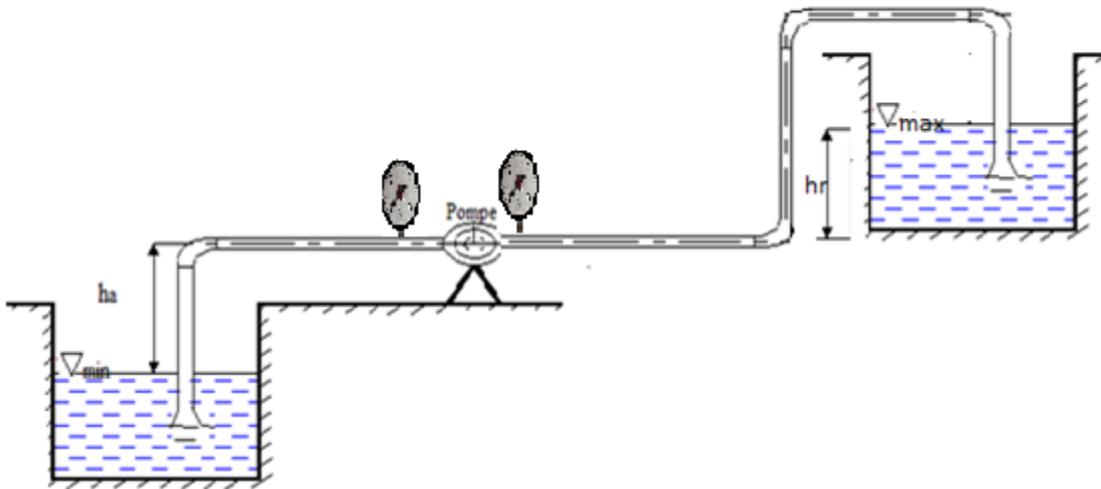


Fig.5.2. Installation en aspiration

Sachant qu'un vacuomètre est placé du côté aspiration de la pompe tel que :

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{Vasp}}{\rho g}$$

et qu'un manomètre est placé du côté refoulement de la pompe tel que :

$$\frac{P_r}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{Mref}}{\rho g}$$

Appliquons le théorème de Bernoulli entre le plan d'eau de l'aspiration et celui de l'entrée de la pompe :

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_{Ra}^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} + ha + \Delta ha + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a$$

Et entre le plan d'eau de refoulement et celui de la sortie de la pompe :

$$\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + Z_r = \frac{P_{atm}}{\rho g} + hr + \Delta hr + \frac{V_{Rr}^2}{2g}$$

D'où :

$$H = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{Vref}}{\rho g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{Vasp}}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} + Z_r - Z_a \quad (5.8)$$

Avec : $\frac{P_{Vasp}}{\rho g} = H_{Vasp}$ et $H_{Mref} = \frac{P_{Mref}}{\rho g}$ (lectures respectives de l'appareil d'aspiration et du refoulement).

D'où :

$$H_{Vasp} = h_a + \Delta h_a + \frac{V_a^2}{2g}$$

$$H_{Mref} = h_r + \Delta h_r - \frac{V_r^2}{2g}$$

NB :

- $\frac{V_{Ra}^2}{2g}$ est négligeable vu que la vitesse V_{Ra} du liquide dans le réservoir d'aspiration est très petite.
- $\frac{V_{Rr}^2}{2g}$ est négligeable vu que la vitesse V_{Rr} du liquide dans le réservoir de refoulement est très petite.

La hauteur nette d'élévation de la pompe est alors :

$$H = [H_{Vasp} + H_{Mref}] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + [Z_r - Z_a] \quad (5.9)$$

5.2.3 Installation en charge

Pour ce type d'installation, la pompe est installée de sorte que la cote de son axe soit au-dessous du plan d'eau d'aspiration, d'une hauteur h_a , et de h_r au-dessous de celui du refoulement. La figure.5.3 est montrée en un schéma simplifié ce type d'installation.

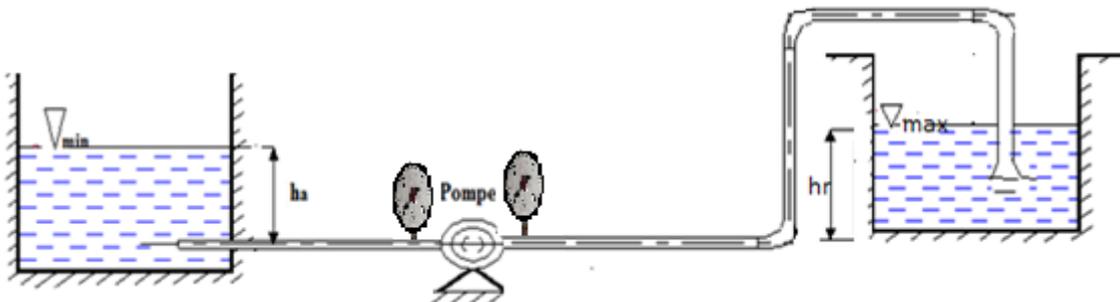


Fig.5.3. Installation en charge

En suivant la même procédure, nous aboutissons à la formulation de la hauteur d'élévation de la pompe par les lectures de pression des manomètres montés de chaque côté de la pompe :

$$H = [H_{Mref} - H_{Mas}] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + [Z_r - Z_a] \quad (5.10)$$

5.3 Hauteur pratique d'élévation et hauteur manométrique

Considérons l'installation en aspiration, de la figure 5.4, et calculons la hauteur d'élévation de deux manières :

En utilisant l'expression de la charge à l'entrée de la pompe 'Ha' et celle de sa sortie 'Hr' :

$$H_a = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g}$$

$$H_r = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + Z$$

$$H_{mt} = \left[\frac{P_r - P_a}{\rho g} \right] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + Z$$

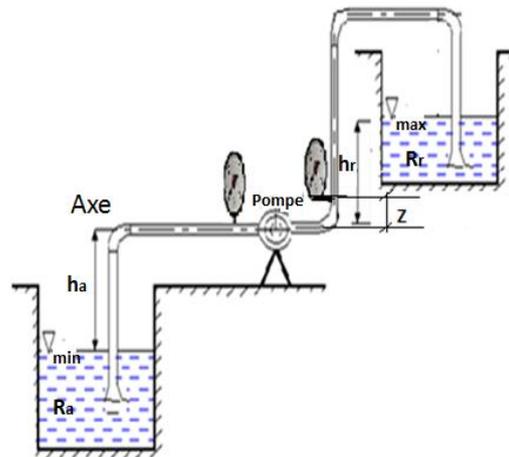


Fig.5.4. Paramètres de démonstration

Mais:

A l'aspiration :

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_{Ra}^2}{2g} - h_a = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} + \Delta H_{asp}$$

D'où

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} = H_a + h_a + \Delta H_{asp}$$

Au refoulement :

$$\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} + Z = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{V_{Rr}^2}{2g} + h_r + \Delta H_{ref}$$

D'où

$$H_r = \frac{P_{atm}}{\rho g} + h_r + \Delta H_{ref}$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} = H_a + h_a + \Delta H_{asp} \leftrightarrow H_a = \frac{P_{atm}}{\rho g} - h_a - \Delta H_{asp}$$

Et

$$H_r = \frac{P_{atm}}{\rho g} + h_r + \Delta H_{ref}$$

$$H_r - H_a = \frac{P_{atm}}{\rho g} + h_r + \Delta H_{ref} - \left(\frac{P_{atm}}{\rho g} - h_a - \Delta H_{asp} \right)$$

$$H = H_r - H_a = h_r + \Delta H_{ref} + h_a + \Delta H_{asp}$$

$$H = h_r + h_a + \Delta H_{ref} + \Delta H_{asp}$$

$$H = H_g + \Delta H$$

Nous avons d'autre part :

$$H = H_r - H_a = H_{mt} = \left[\frac{P_r - P_a}{\rho g} \right] + \left[\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right] + Z$$

Par conséquent, nous pouvons conclure que la hauteur pratique d'élévation de la pompe, calculée en considérant les pertes de charge le long de l'écoulement, est égale à la hauteur manométrique, calculée en utilisant les lectures des appareils de pression.

Conclusion

Selon les conditions du site de pompage, trois types d'installation de pompe peuvent être distinguées, l'installation de type siphon, celle de type en dépression et celle de type en charge. Pour chaque type, la hauteur d'élévation de la pompe peut se déterminer par un simple ajout des pertes de charge totales à la hauteur géométrique (Hauteur pratique d'élévation) ou bien en utilisant les lectures des appareils de pression (Hauteur manométrique).

Similitudes des pompes et leurs applications

Pour satisfaire la demande en pompage, il est indispensable de concevoir plusieurs machines semblables ou homologues, des points de vues géométrique, cinématique et dynamique.

6.1 Similitude géométrique

Deux pompes sont géométriquement semblables si le rapport de toutes les dimensions linéaires, $\frac{\acute{L}}{L}$, est constant, tel que :

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{D'_1}{D'_2} = \frac{b_1}{b_2} = \frac{b'_1}{b'_2} = \frac{\acute{L}}{L} = \lambda \quad (6.1)$$

= Echelle géométrique

6.2 Similitude cinématique

Elle exprime le rapport des vitesses, qui doit être constant pour deux pompes homologues, en considérant que :

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V'_1}{V'_2} = \frac{W_1}{W_2} = \frac{U_1}{U_2} = \frac{V_{2u}}{V_{2u}'} = \frac{V_{2r}}{V_{2r}'} = \left(\frac{\acute{L}}{L}\right) \left(\frac{\acute{N}}{N}\right) = \lambda k \quad (6.2)$$

= ((λ)Echelle géométrique)x((k)Echelle cinématique)

6.3 Similitude dynamique

Deux systèmes sont semblables du point de vue dynamique, si le rapport des forces, sous lesquelles, ils sont soumis, est constant [05] :

$$\frac{\acute{f}}{f} = \frac{\acute{\rho} \acute{L}^3 \acute{g}}{\rho L^3 g} = \lambda_f = \text{Echelle dynamique} \quad (6.3)$$

6.4 Application des lois de similitude

A travers des lois de similitude géométrique et cinématique, des relations peuvent être établies entre les caractéristiques de pompes semblables.

6.4.1 Cas des hauteurs d'élévation

En se référant à l'équation fondamentale des turbomachines, le rapport des hauteurs d'élévation caractéristiques de deux pompes centrifuges homologues est exprimé par :

$$\frac{\acute{H}}{H} = \frac{\frac{1}{2} \acute{U}_2 \acute{V}_{2u}}{\frac{1}{2} U_2 V_{2u}} = \lambda^2 k^2 \quad (6.4)$$

6.4.2 Cas des débits

Considérons les débits sortants de deux roues de pompes semblables et exprimons le rapport de l'un à l'autre :

$$\frac{\dot{Q}}{Q} = \frac{\pi D_2' b_2' V_{2r}}{\pi D_2 b_2 V_{2r}} = \lambda^3 k \quad (6.5)$$

6.4.3 Cas des puissances

Le rapport des puissances hydrauliques de deux pompes semblables et refoulant un même fluide à une même accélération de la pesanteur est formulé par :

$$\frac{P'_{ut}}{P_{ut}} = \frac{\rho' g \dot{Q}' H'}{\rho g Q H} = \lambda^5 k^3 \quad (6.6)$$

Comme le rendement est conservé pour des pompes semblables, le rapport des puissances absorbées est donné par :

$$\frac{P'_{abs}}{P_{abs}} = \frac{\frac{1}{\eta'} \rho' g \dot{Q}' H'}{\frac{1}{\eta} \rho g Q H} = \lambda^5 k^3 \quad (6.7)$$

6.5 Notion de vitesse spécifique

Essayons d'exploiter les rapports établis des hauteurs et des débits, pour deux pompes semblables :

$$\frac{\dot{Q}}{Q} = \lambda^3 k \quad \text{et} \quad \frac{H'}{H} = \lambda^2 k^2$$

De ses deux expressions, tirons celle de l'échelle cinématique 'k' :

$$\lambda = \frac{1}{k} \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{k^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{\dot{Q}'}{Q} \right)^{\frac{1}{3}} ; \left[\frac{1}{k} \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{3}{2}} = \left[\frac{1}{k^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{\dot{Q}'}{Q} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{3}{2}}$$

D'où ;

$$k = \frac{\dot{N}'}{N} = \frac{\left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{3}{4}}}{\left(\frac{\dot{Q}'}{Q} \right)^{\frac{1}{2}}} ; \dot{N}' \left(\frac{\dot{Q}'}{Q} \right)^{\frac{1}{2}} = N \left(\frac{H'}{H} \right)^{\frac{3}{4}}$$

Ainsi, déduisons :

$$n_s = \frac{N\dot{Q}^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \text{Vitesse spécifique (6.8)}$$

La vitesse spécifique d'une pompe exprime la vitesse d'une pompe homologue qui refoule un débit de $1\text{m}^3/\text{s}$ à une hauteur de 1m. Elle est la même pour un groupe de pompes semblables.

6.6 Notion de diamètre spécifique

Le diamètre spécifique se définit comme étant le diamètre d'une pompe homologue à une pompe de diamètre 'D', tournant à la vitesse spécifique et refoulant un débit de $1\text{m}^3/\text{s}$ à une hauteur de 1m, désigné par 'ds', il est donné par [11] :

$$d_s = \frac{DH^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}} \quad (6.9)$$

6.7 Classification des turbopompes selon la vitesse spécifique

Tenant compte du type de roue et de la pompe, la grandeur de la vitesse spécifique permet de faire la classification suivante [14] :

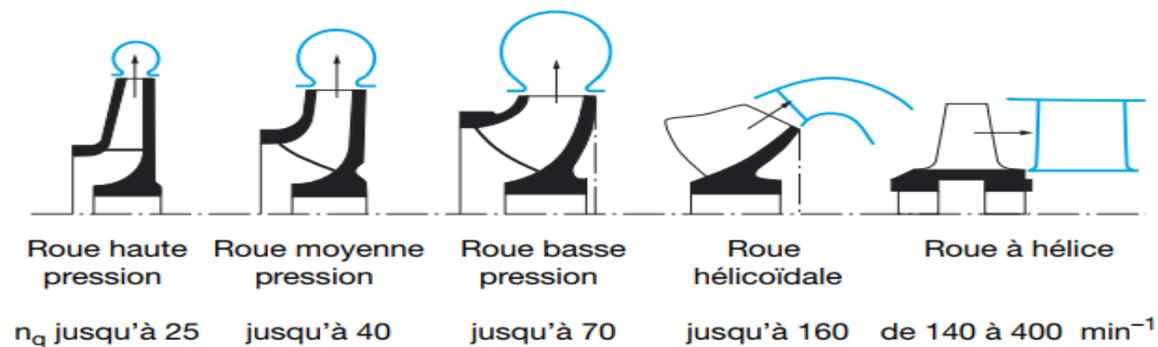


Fig.6.1. Types de roues de pompes en fonction de la vitesse spécifique [14]

6.8 Application n°1

Deux commandes de pompes centrifuges sont adressées à un fabricant, comme suit :

1^{ère} Commande :

La pompe est destinée à refouler un débit Q_1 de 60 l/s à une hauteur d'élévation $H_1=60\text{m}$

2^{ème} Commande :

La pompe est destinée à refouler un débit Q_2 de 100 l/s à une hauteur d'élévation $H_2=15\text{m}$

Or, le fabricant ne dispose, que de roues géométriquement semblables, de divers diamètres et correspondant à une vitesse spécifique ayant une valeur égale à 50, avec des moteurs tournant à une même vitesse de rotation de 1500tr/min.

Comment est-ce que les commandes ci-dessus pourront être satisfaites ?

1^{ère} Commande :

Nous avons :

$$n_{sr} = \frac{N \cdot q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \rightarrow \frac{n_{sr}}{N} = \frac{q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

A N :

$$\frac{q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = 0,033, \quad \text{D'autre part : } \frac{q^{\frac{1}{2}}}{H_1^{\frac{3}{4}}} = \frac{0,06^{\frac{1}{2}}}{60^{\frac{3}{4}}} = 0.011$$

Par conséquent, pour se rapprocher de 0.033, il faut diminuer H_1

Comme solution, doit être adopté un montage en série d'un nombre 'r' de roues :

$$n_{sr} = \frac{N \cdot q^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H}{r}\right)^{\frac{3}{4}}} \rightarrow \left(\frac{H}{r}\right)^{\frac{3}{4}} = \frac{N \cdot q^{\frac{1}{2}}}{n_{sr}}$$

A N :

$$r = \frac{60}{14,249} = 4$$

Ainsi, la **première commande** peut être satisfaite en fournissant une pompe centrifuge multicellulaire avec **quatre roues montées en série**.

2^{ème} Commande :

Nous avons :

$$n_{sr} = \frac{N \cdot q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \rightarrow \frac{n_{sr}}{N} = \frac{q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

A N :

$$\frac{Q_2^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = 0,033, \quad \text{D'autre part : } \frac{Q_2^{\frac{1}{2}}}{H_1^{\frac{3}{4}}} = \frac{0,1^{\frac{1}{2}}}{15^{\frac{3}{4}}} = 0.041$$

Par conséquent, pour se rapprocher de 0.033, il faut diminuer Q_2

Comme solution, doit être adopté un montage en parallèle d'un nombre 'p' de roues :

$$n_{sr} = \frac{N \cdot \left(\frac{Q_2}{p}\right)^{\frac{1}{2}}}{(H)^{\frac{3}{4}}} \rightarrow \frac{n_{sr}}{N} (H)^{\frac{3}{4}} = \left(\frac{Q_2}{p}\right)^{\frac{1}{2}}$$

A N :

$$p = \left[\frac{0,1^{\frac{1}{2}}}{0,252} \right]^2 = 2$$

Ainsi, la **deuxième commande** peut être satisfaite en fournissant **deux pompes** centrifuges **montées en parallèle**.

Conclusion

Concevoir des pompes, constitue un procédé de fabrication, préservant les écarts angulaires et basé sur les lois de similitude entre dimensions et entre caractéristiques, d'où la notion de vitesse spécifique. Cette dernière, étant une grandeur, qui caractérise un groupe de pompes homologues.

Cavitation des pompes

Lorsque la pression, en un milieu liquide, chute considérablement, pour atteindre ou devenir au-dessous de celle de la vapeur, des bulles, des poches, des tourbillons ou des torches de vapeur se forment. Le phénomène de cavitation est ainsi créé. Les structures de vapeur se déplacent des zones de basse pression aux zones de haute pression [06]. En plus, en se rapprochant d'une paroi, une implosion s'impose et implique de fortes ondes de choc qui provoquent la détérioration du matériau.

7.1 Causes de la cavitation

D'une façon générale, la cavitation des pompes est due à des défauts d'installation. Ces derniers peuvent être soit d'origine permanente telle qu'une longueur importante de la conduite d'aspiration, une section trop faible à l'aspiration, une température trop élevée du liquide ou une altitude importante. Soit d'origine non permanente tel qu'un arrêt brusque de la pompe ou une fermeture de la vanne d'aspiration.

7.2 Conséquences de la cavitation

Corrosion, érosion de parois de la roue (Voir Fig. 7.1), du diffuseur et même de la volute d'une part et le bruit d'autre part. En conséquence, une chute des performances de la pompe est induite, pouvant aller jusqu'à l'endommagement total de la pompe.



Fig. 7.1 Corrosion et érosion de roues de pompes centrifuges par cavitation

7.3 Notion du NPSH

La zone vulnérable à la cavitation dans une pompe est celle de son entrée de roue 'B', là où règne la pression minimale. Considérons le schéma suivant :

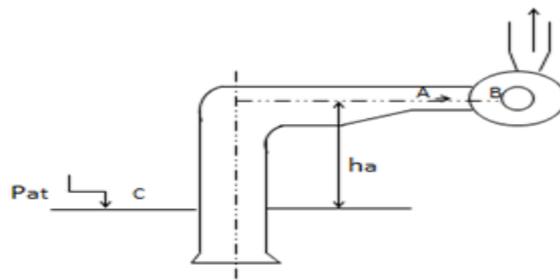


Fig. 7.2 Schéma de principe : Zones de pression à l'aspiration

Soit l'installation de pompage, montrée dans la figure ci-avant, la pression au point 'A' peut être déduite en appliquant le théorème de Bernoulli entre les points 'C' et 'A' :

$$\frac{P_C}{\rho g} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + h_a + \Delta h_{asp} \quad (7.1)$$

Sachant que : $\frac{P_C}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g}$;

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - h_a - \frac{V_A^2}{2g} - \Delta h_{asp} \quad (7.2)$$

Mais :

$$\frac{V_A^2}{2g} + \Delta h_{asp} = KQ^2 \quad (7.3)$$

D'où :

$$\frac{P_A}{\rho g} = f(Q) \quad (7.4)$$

Notons que pour : $Q=0$;

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_a \quad (7.5)$$

La notion du NPSH (Net Positive Suction Head), charge nette à l'aspiration se définit comme la ligne piézométrique à l'entrée de la tubulure d'aspiration de la pompe, par rapport à l'axe de celle-ci et diminuée de la hauteur représentative de la tension du liquide,[02] :

$$NPSH = \frac{P_A}{\rho g} - h_v \quad (7.6)$$

Or, la pression au point 'A' n'est pas la plus faible, elle peut être en un point 'B'. Ainsi, exprimons cette pression en appliquant le théorème de Bernoulli entre les points 'A' et 'B' :

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + h_a = \frac{P_B}{\rho g} + h_b + \frac{V_B^2}{2g} + \Delta h_{AB} \quad (7.7)$$

Avec : P_A et V_B sont respectivement la pression et la vitesse à l'ouïe de la roue, alors que Δh_{AB} sont les pertes de charge des filets liquides entre la bride d'aspiration de la pompe et à l'ouïe de la roue.

Supposons que :

- $h_a = h_b$

- $\frac{P_B}{\rho g} = h_v$
- La pression en 'A' est, alors, désignée par 'P_A' ; d'où :

$$\frac{P_A}{\rho g} = h_v + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + \Delta h_{AB} \quad (7.8)$$

Mais :

$$\frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + \Delta h_{AB} = KQ^2 \quad (7.9)$$

D'où :

$$\frac{P_A}{\rho g} = f(Q) \quad (7.10)$$

Notons, aussi, que pour 'Q=0' ;

$$\frac{P_A}{\rho g} = h_v \quad (7.11)$$

La figure ci-dessous représente les fonctions $\frac{P_A}{\rho g} = f(Q)$ et $\frac{P_A}{\rho g} = f(Q)$

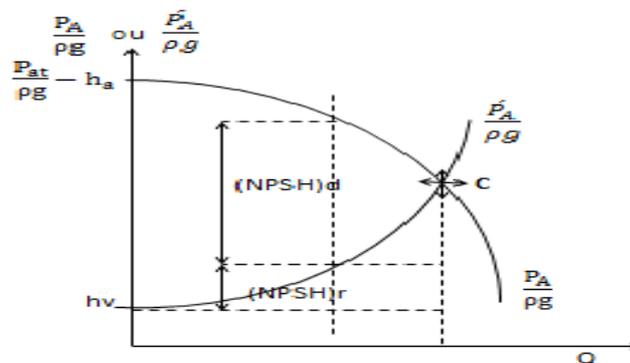


Fig.1.5. Notions des (NPSH)d et (NPSH)r

Les notions du (NPSH)d et (NPSH)r sont montrées dans la figure ci-dessus ou le point C représente le début du phénomène de cavitation.

Sachant que le (NPSH)d représente la hauteur nette d'aspiration disponible et qui est exprimée par [02]

$$(NPSH)d = \frac{P_A}{\rho g} - h_v \text{ et } \frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_a - \frac{V_a^2}{2g} - \Delta h_a \quad (7.12)$$

Avec : P_A , V_a et Δh_a sont respectivement la pression, la vitesse et les pertes de charge à la bride d'aspiration de la pompe.

Les constructeurs de pompes ont associé, à la notion du (NPSH)_d, la notion du (NPSH)_r qui exprime la hauteur nette d'aspiration requise donnée par [02] :

$$(\text{NPSH})_r = \frac{P'_A}{\rho g} - h_v \text{ et } \frac{P'_A}{\rho g} = h_v + \frac{V_b^2 - V_a^2}{2g} - \Delta h_{ab} \quad (7.13)$$

7.4 Condition de non-cavitation

La pompe doit être installée à une cote en vérifiant la condition de non cavitation. Cette condition se traduit par :

$$(\text{NPSH})_d > (\text{NPSH})_r$$

L'application de la condition de non-cavitation se fait selon le type d'installation :

a. Cas d'une installation en aspiration

$$(\text{NPSH})_d = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_v - h_a - \frac{V_a^2}{2g} - \Delta h_a \quad (7.14)$$

Nous posons :

$$(\text{NPSH})_d = (\text{NPSH})_r + r$$

Ou; $r = (0.1 \div 0.5)\text{m}$

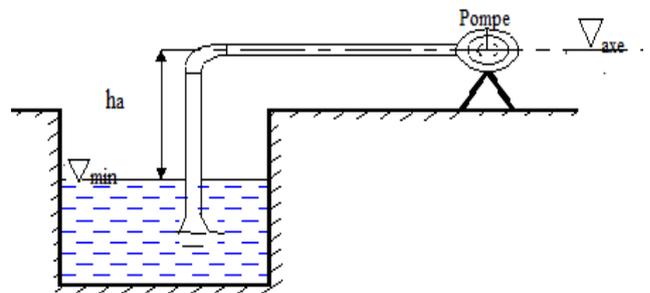


Fig.1.6. Installation en aspiration

La cote de l'axe de la pompe est donnée par :

$$\nabla_{axe} = \nabla_{min} + h_a - s \quad (7.15)$$

b. Cas d'une installation en charge

$$(\text{NPSH})_d = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_v + h_a - \frac{V_a^2}{2g} - \Delta h_a \quad (7.16)$$

Nous posons :

$$(\text{NPSH})_d = (\text{NPSH})_r + r$$

La cote de l'axe de la pompe est donnée par :

$$\nabla_{axe} = \nabla_{min} - h_a + s \quad (7.17)$$

Notons que 's' est une réserve de sécurité ($s = 0,1 \div 0,3$) m.

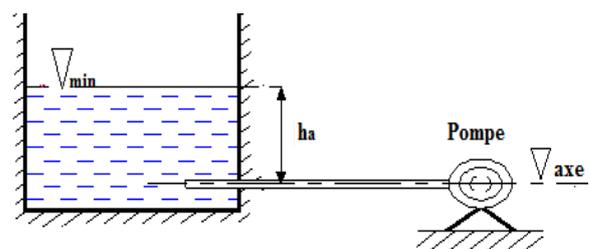


Fig.1.7. Installation en charge

7.5 Application n°1

Soit une pompe centrifuge radiale à aspiration en charge. Le niveau du plan d'eau dans le réservoir d'aspiration est à 1m, au-dessus de l'axe de la pompe et dans celui du refoulement, il est à 10m.

Sachant que :

- les pertes de charge à l'aspiration sont estimées à 5m
- $\frac{V_a^2}{2g}$ est négligeable
- $h_v=0,1m$
- $(NPSH)_r=6,4m$
- $\frac{P_{at}}{\rho g} = 10m$

Vérifier si cette pompe est installée correctement vis-à-vis de la cavitation. Sinon, déterminer la hauteur admissible d'aspiration, et caler la pompe, pour un niveau du plan d'eau minimal à l'aspiration de 100m

Réponse :

Vérifions la conditions de non cavitation: $(NPSH)_r < (NPSH)_d$

$$(NPSH)_d = \frac{P_{at}}{\rho g} - h_v - \left(-h_a + j_a + \frac{V_a^2}{2g} \right)$$

A N :

$$(NPSH)_d = 10 - 0,1 - (-1 + 5 + 0)$$

$$(NPSH)_d = 5,9m < 6,4m$$

La pompe n'est pas installée correctement vis-à-vis de la cavitation

Calage de la pompe :

Déterminons la hauteur d'aspiration admissible :

On pose:

$$(NPSH)_d = (NPSH)_r + r$$

$$h_a = (NPSH)_r + r - \frac{P_{at}}{\rho g} + h_v + j_a + \frac{V_a^2}{2g}$$

A N :

$$h_a = 6,4 + 0,3 - 10 + 0,1 + 5 + 0$$

$$\mathbf{h_a = 1,8 m}$$

Calculons la cote du niveau de l'axe de la pompe :

$$\nabla_{\text{axe}} = \nabla_{\text{min}} - h_a + s$$

A N :

$$\nabla_{\text{axe}} = 100 - 1,8 + 0,2$$

$$\mathbf{\nabla_{\text{axe}} = 98,4 m}$$

Conclusion

Constructeurs et installateurs de pompes, ont remédié au problème de cavitation, en pompage, par la mise en place d'une méthodologie de calage des pompes en assurant une condition de non-cavitation. Cette dernière est vérifiée lorsque la charge nette à l'aspiration déterminée par l'installateur est strictement supérieure à celle requise.

Références Bibliographiques

- [01]. BENTATA, Omar. Turbomachines 1 : Energétique. Oran, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran, 2018, 49p.
- [02]. CARLIER, Michel. Machines hydrauliques. Montpellier :École nationale du génie rural des eaux et des forêts, 1968, 421p.
- [03]. COMOLET, Raymond. Mécanique Expérimentale des fluides. 4^{ème} Edition. Paris : MASSON. 1994, 473p. ISBN :2-225-84535-2
- [04]. DE CHARGÈRES, Bernard, REY, Robert. Pompes volumétriques pour liquides. In : Techniques de l'ingénieur. Réf. : BM4320 V1. Paris : Techniques de l'ingénieur, 2009. Disponible sur : www.techniques-ingenieur.fr. Consulté le 20/03/2021
- [05]. GINOCCHIO, Roger, VIOLLET, Louis Pierre. L'Energie Hydraulique. 2^{ème} Edition. Paris :TEC & DOC. 2012, 630p. ISBN : 978-2-7430-2349-2
- [06]. LAPRAY, Jean François. Pompes centrifuges, hélico centrifuges et axiales : Cavitation. In : Techniques de l'ingénieur. Réf. : B4313 V1. Paris : Techniques de l'ingénieur, 1994. Disponible sur : www.techniques-ingenieur.fr. Consulté le 15/03/2021
- [07]. LENCASTRE, Armando. Hydraulique générale. 5^{ème} Edition. Paris : Eyrolles. 2008, 633p. ISBN : 978-2-212-01894-3
- [08]. MOREL, Michel. Exercices de mécanique des fluides. Paris : Eyrolles. 1994, 382p. ISBN : 2-212-02309-X
- [09]. OURAGH, Youcef. Ecoulements forcés en hydraulique. Alger : Office des publications universitaires, 1990, 233 p
- [10]. PANTALE, Olivier. Machines mécaniques et turbomachines : Cours de S8. Tarbes : Ecole d'ingénieurs de Tarbes, 2008, 109p
- [11]. PLUVIOSE, Michel. Similitude des turbomachines hydrauliques. In : Techniques de l'ingénieur. Réf. : BM4285 V1. Paris : Techniques de l'ingénieur, 2004. Disponible sur : www.techniques-ingenieur.fr. Consulté le 14/03/2021
- [12]. REY, Robert, POULAIN, Jean. Pompes roto dynamiques. In : Techniques de l'ingénieur. Réf. : BM4300 V1. Paris : Techniques de l'ingénieur, 2011. Disponible sur : www.techniques-ingenieur.fr. Consulté le 14/03/2021
- [13]. SHULHOF, Pierre. Les stations de pompage d'eau. 5^{ème} Edition. Paris :TEC & DOC. 2000, 418p. ISBN : 2-7430-0314-6
- [14]. KSB. Détermination des pompes centrifuges. KSB Aktiengesellschaft. 2005, 94p. ISBN :3-00-018038-9
- [15]. POVAL. Pompes et vannes. Ex (PMH), Unité Pompes Berrouaghia, Algerie.